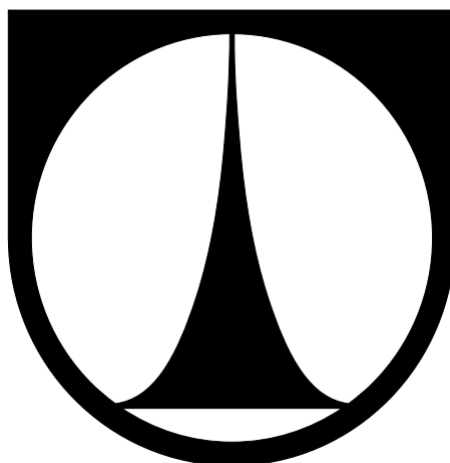


**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

**Katedra vozidel a motorů**



**Vysokotlaký injektor plyných paliv pro zážehový motor  
obsahu 1,2 dm<sup>3</sup>**

**Gaseous fuels high-pressure injector for spark ignition engines  
of swept volume 1,2 dm<sup>3</sup>**

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Stanislav Prýl**

Leden 2012

**TECHNICKÁ UNIVERZITA V LIBERCI**

**FAKULTA STROJNÍ**

Katedra vozidel a motorů



Obor 2302T010

Konstrukce strojů a zařízení

Zaměření

Pístové spalovací motory

**Vysokotlaký injektor plyných paliv pro zážehový motor obsahu 1,2 dm<sup>3</sup>**

**Gaseous fuels high-pressure injector for spark ignition engines of swept  
volume 1,2 dm<sup>3</sup>**

Diplomová práce

KVM – DP – 618

Stanislav Prýl

Vedoucí diplomové práce: prof. Ing. Celestýn Scholz, Ph.D.

Konzultant diplomové práce: Ing. Pavel Brabec, Ph.D.

Počet stran: 86

Počet obrázků: 61

Počet příloh: 9

Počet výkresů: 8

Leden 2012

**Místo pro vložení originálního zadání DP (BP)**

## **Vysokotlaký injektor plyných paliv pro zážehový motor obsahu 1,2 dm<sup>3</sup>**

### **Anotace**

Diplomová práce se zabývá návrhem vysokotlakého injektoru plyných paliv pro zážehový motor.

První část diplomové práce je teoretická, obsahuje problematiku konstrukce injektorů plyných paliv pro vstupní tlaky 2 až 12 MPa.

Druhá část se věnuje konstrukčnímu návrhu injektoru pro vyvíjený vodíkový motor na KVM - TUL. Následně byla provedena simulace provozu na vodík a CNG v programu GT-Fuel.

Klíčová slova: vodík, CNG, injektor, přímé vstřikování vodíku/CNG, simulace.

## **Gaseous fuels high-pressure injector for spark ignitron engines of swept volume 1,2 dm<sup>3</sup>**

### **Annotation**

Diploma thesis deals with a design of high-pressure injector of gaseous fuels for gasoline engine.

First part of this thesis is theoretical and describes includes construction problems of gaseous fuels for inlet pressures from 2 to 12 MPa.

Second part is devoted to a construction design of injector for hydrogen engine which is developed on the KVM – TUL.

Finally, a simulation of operations on hydrogen and CNG in GT-Fuel program was realized.

Key words: hydrogen, CNG, injector, direct hydrogen injection/CNG, simulation.

Desetinné třídění: (př. 621.43.01 - Teorie spalovacích motorů)  
Zpracovatel: TU v Liberci, Fakulta strojní, Katedra vozidel a motorů  
Dokončeno : 20XX  
Archivní označení zprávy: (nevyplňovat)

## Prohlášení k využívání výsledků diplomové práce

Byl jsem seznámen s tím, že na mou diplomovou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb. o právu autorském, zejména § 60 – školní dílo.

Beru na vědomí, že technická univerzita v Liberci (TUL) nezasahuje do mých autorských práv užitím mé diplomové práce pro vnitřní potřebu TUL.

Užiji-li diplomovou práci nebo poskytnu-li licenci k jejímu využití, jsem si vědom povinnosti informovat o této skutečnosti TUL; v tomto případě má TUL právo ode mne požadovat úhradu nákladů, které vynaložila na vytvoření díla, až do jejich skutečné výše.

Diplomovou práci jsem vypracoval samostatně s použitím uvedené literatury a na základě konzultací s vedoucím diplomové práce a konzultantem.

V ..... dne .....

.....

podpis

## Poděkování

Touto cestou bych chtěl poděkovat prof. Ing. Celestýnu Scholzovi, Ph.D. za vedení a odborné rady při zpracování mé diplomové práce. Dále bych rád poděkoval Ing. Pavlu Brabcovi, Ph.D. a Ing. Marcelu Venclovi za odborné konzultace.

Největší poděkování patří všem mým blízkým, kteří mě podporovali po celou dobu mého studia.

## Seznam symbolů a jednotek

$\alpha$	úhel sedla kužele	[°]
$\beta$	tlakový poměr	[-]
$\theta$	úhel sedla zpětného ventilu	[°]
$\kappa$	Poissonova konstanta	[-]
$\lambda$	součinitel přebytku vzduchu	[-]
$\rho$	hustota	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\rho_{95}$	hustota benzínu oktan. číslo 95	[kg.m <sup>-3</sup> ]
$\mu_0$	permeabilita vzduchu	[N.A <sup>-2</sup> ]
$\mu_{H_2}$	permeabilita vodíku	[N.A <sup>-2</sup> ]
$\mu_{\text{ž}}$	permeabilita v jádru elektromagnetu	[N.A <sup>-2</sup> ]
$\eta_c$	celková účinnost	[-]
$\psi$	výtokový součinitel	[-]
95	benzín s oktanovým číslem 95	
A	práce	[J]
$A_k$	plocha mezi sedlem a kuličkou ventilu	[m <sup>2</sup> ]
$B_i$	magnetická indukčnost (i= 1,2)	[T]
c	koeficient bezpečnosti	[-]
CGH <sub>2</sub>	stlačený plynný vodík	
CNG	compressed natural gas – stlačený zemní plyn	
CO <sub>2</sub>	oxid uhličitý	
d	průměr drátu pružiny	[m]
$d_H$	průměr sedla Hoerbiger	[mm]
$d_k$	průměr sedla kužele	[mm]
dx	diferenciál posunutí	[mm]
D	střední průměr vinutí pružiny	[m]
$D_4$	ekvivalentní kruhový průřez kanálu u zpětného ventilu	[m]
Da	dosedací průměr kuličky	[mm]
Db	průměr kuličky zpětného ventilu	[mm]
DI	direct fuel injection – přímé vstřikování paliva	
DO	dřevěný odpad	
Dro	průměr dřívku kuličky na straně spalín	[mm]

D <sub>rs</sub>	průměr dřívku kuličky na straně paliva	[mm]
EtOH	ethanol	
F	zatěžující síla	[N]
F <sub>PRES</sub>	tlaková síla na zpětném ventilu	[N]
G	modul pružnosti v krutu	[MPa]
g	gravitační zrychlení	[m.s <sup>-2</sup> ]
H	intenzita magnetického pole	[A.m <sup>-1</sup> ]
H <sub>2</sub>	vodík	
H <sub>u<sub>i</sub></sub>	výhřevnost paliva (i = H <sub>2</sub> , CNG, 95)	[kJ.kg <sup>-1</sup> ]
H <sub>v</sub>	intenzita magnetického pole v mezeře	[A.m <sup>-1</sup> ]
H <sub>ž</sub>	intenzita magnetického pole v jádru elektromagnetu	[A.m <sup>-1</sup> ]
I	napájecí proud	[A]
i <sub>m</sub>	počet válců motoru	[-]
°KH	hodnota ve stupních pootočení klikového hřídele	[°]
LH <sub>2</sub>	kapalný vodík	
LNG	liquefied natural gas – zkapalněný zemní plyn	
NO <sub>x</sub>	oxidy dusíku	
k	tuhost pružiny	[N.m <sup>-1</sup> ]
KVM	Katedra vozidlových motorů	
l <sub>ž</sub>	délka mag. pole v materiálu	[mm]
m <sub>i</sub>	hmotnost závaží (i= 1,2)	[kg]
ṁ	hmotnostní tok	[kg.s <sup>-1</sup> ]
mp <sub>i</sub>	hmotnostní tok paliva do motoru (i = H <sub>2</sub> , CNG, 95)	[kg.s <sup>-1</sup> ]
ME	methyl ester	
M <sub>mol</sub>	molární hmotnost	[kg.kmol <sup>-1</sup> ]
Mp <sub>95</sub>	hodinová spotřeba paliva pro daný režim	[l.h <sup>-1</sup> ]
n	počet činných závitů pružiny	[-]
n <sub>m</sub>	otáčky motoru	[ot.min <sup>-1</sup> ]
N	počet závitů elektromagnetu	[-]
p	tlak	[Pa]
Pe	efektivní výkon	[W]
PFI	port fuel injection – vstřikování paliva do sacího kanálu	
PWM	pulzně šířková modulace	



$r$	měrná plynová konstanta	$[\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
$r_b$	poloměr kuličky zpětného ventilu	$[\text{mm}]$
$R$	univerzální plynová konstanta	$[\text{J.kmol}^{-1}.\text{K}^{-1}]$
$R_o$	odpor	$[\Omega]$
$S$	plocha	$[\text{m}^2]$
$S_4$	plocha plocha průřezu kanálu kolem zpětného ventilu	$[\text{m}^2]$
$S_e$	polovina plochy průřezu jádra elektromagnetu	$[\text{mm}^2]$
$SE$	sluneční energie	
$S_c$	celková plocha průřez jádra elektromagnetu	$[\text{mm}^2]$
$S_H$	průtočná plocha sedla Hoerbiger	$[\text{mm}^2]$
$S_k$	průtočná plocha kuželového ventilu	$[\text{mm}^2]$
$t_{inj}$	délka injektáže paliva	$[\text{s}]$
$T$	absolutní teplota	$[\text{K}]$
$U$	napětí	$[\text{V}]$
$v$	měrný objem	$[\text{m}^3.\text{kg}^{-1}]$
$V$	objem	$[\text{mm}^3]$
$VE$	větrná energie	
$v_c$	rychlost	$[\text{m.s}^{-1}]$
$x$	zdvih kuličky	$[\text{m}]$
$x_i$	vzdálenost kotvy ( $i= 1,2$ )	$[\text{mm}]$
$x_H$	zdvih jehly ze sedla	$[\text{mm}]$
$x_k$	zdvih kuželové jehly ze sedla	$[\text{mm}]$
$y$	délka mezery mezi kotvou a elektromagnetem	$[\text{mm}]$
$W_p$	vykonaná práce elektromagnetu	$[\text{J}]$
$zdv$	proměnný zdvih kuličky	$[\text{mm}]$

## Obsah

Úvod .....	11
1 Současný stav problematiky plynových motorů s vnitřní tvorbou směsi .....	13
1.1 Stlačený zemní plyn (CNG) .....	13
1.2 Vodík .....	14
1.3 Tvorba směsi .....	15
1.3.1 Vnitřní tvorba směsi .....	16
1.3.2 Účinnost spalování .....	17
1.4 Požadavky na injektory pro přímé vstřikování paliva .....	18
1.4.1 Průtočná plocha injektoru .....	18
1.4.2 Regulační rozsah .....	19
1.4.3 Přesnost dávkování paliva .....	20
1.4.4 Maximální tlak působící na injektor .....	20
1.4.5 Teplota .....	20
1.4.6 Netěsnost .....	20
1.5 Ovládací členy injektorů .....	21
1.6 Přehled injektorů a jejich použití .....	23
1.6.1 Nízkotlaké injektory .....	23
1.6.2 Střednětlaké injektory .....	23
1.6.3 Vysokotlaké injektory .....	24
2 Analýza injektorů Hoerbiger .....	27
2.1 Zpráva výsledků zkoušky injektorů od fy. Hoerbiger .....	27
2.2 Rozebrání injektorů .....	27
2.3 Popis konstrukce injektoru .....	29
2.4 Princip činnosti .....	31
2.4.1 Měření vlastností pružiny .....	32
2.5 Silové působení na jehlu injektoru .....	34
2.6 Návrh měřicí stanice na měření těsnosti injektorů .....	35
2.7 Vlastnosti elektromagnetu .....	37
2.7.1 Základní výpočty elektromagnetu .....	41
3 Návrh vlastního injektoru .....	45
3.1 Popis parametrů motoru .....	45
3.2 Navrhnuté vlastní varianty injektoru .....	47

3.3	Návrh ovládacího členu injektoru .....	49
3.4	Konstrukční návrh .....	50
3.5	Návrh pružiny .....	51
3.6	Stanovení hmotnostního toku paliva injektorem .....	53
3.7	Stanovení spotřeby paliva při určitých režimech jízdy.....	55
3.7.1	Kontrolní výpočet potřebné dávky paliva .....	56
3.8	Optimalizace návrhu pomocí simulace .....	59
3.8.1	Popis prostředí GT-Fuel .....	59
3.8.2	Zjednodušení výpočetního modelu .....	60
3.9	Tvorba výpočtového modelu.....	61
3.9.1	Injektor .....	61
3.9.2	Mechanická část s řídicím členem .....	63
3.9.3	Výpočtový model injektoru Hoerbiger.....	64
3.9.4	Porovnání výsledků .....	65
3.10	Konstrukce zpětného ventilu .....	69
3.10.1	Ladění průřezů zpětného ventilu .....	72
3.11	Konečná úprava navrhnutého injektoru .....	77
3.11.1	Popis konstrukce nového injektoru.....	79
ZÁVĚR .....		82
Seznam použité literatury.....		84
Internetové odkazy .....		85
Seznam příloh .....		86

## Úvod

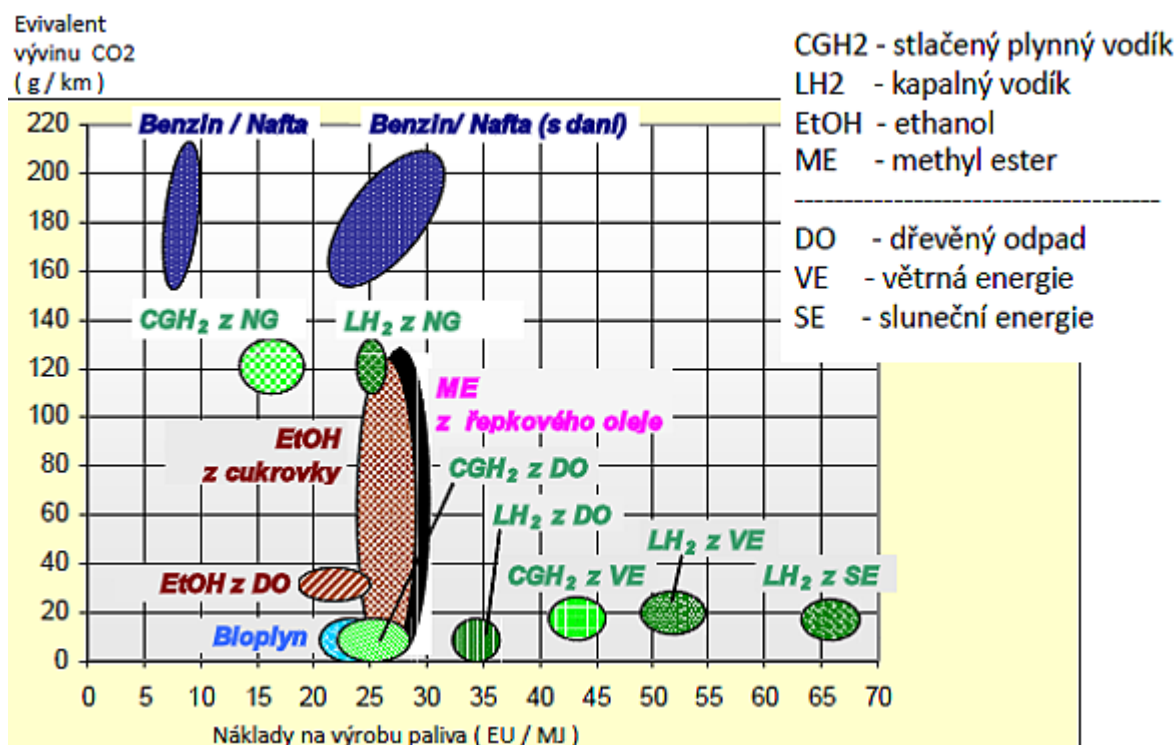
Nejpoužívanějšími palivy ve vozidlových motorech jsou kapalná uhlovodíková paliva. Tato paliva se vyrábějí frakční destilací ropy.

Při spalování fosilních paliv dochází k produkci škodlivin, které znečišťují a zatěžují životní prostředí. V dnešní době je považován za největší hrozbu globální nárůst emisí  $\text{CO}_2$ , který se podílí na tvorbě skleníkového efektu.

Spalování ropy je značně neperspektivní, protože v budoucnu bude chybět v jiných důležitých odvětvích průmyslu. Navíc se zvyšujícími se nároky na předpisy výfukových plynů se výzkum začal zabývat alternativními zdroji energie, aby se zabránilo výpadkům zásobování fosilními palivy.

Všechna paliva, včetně alternativních, musí splňovat základní podmínky pro použití v motorových vozidlech, mezi které patří:

- vysoká výhřevnost
- možnost vytvoření kvalitní směsi se vzduchem
- široké pásmo zapalitelnosti směsi
- bezpečnost při manipulaci
- stabilní vlastnosti při skladování a přepravě
- cenová dostupnost, viz obr. 1.



Obr. 1 Stanovení nákladů na výrobu jednotlivých paliv s ohledem na produkci CO<sub>2</sub> [4]

Využití alternativních zdrojů energie pro pohonné jednotky v dopravě a průmyslu se stále více rozšiřuje, nejvíce pak v aplikaci plynových spalovacích motorů. Může se jednat o úpravy zážehových, nebo konverzí vznětových motorů. Variant těchto úprav a konverzí je mnoho, liší se způsobem tvoření a iniciací zážehu. V poslední době se i zde uplatňuje způsob vnitřního tvoření směsi, který vyžaduje vysokotlaké injektory pro dodávku paliva přímo do válce motoru.

Cílem této diplomové práce je navrhnout takový vysokotlaký injektor plyných paliv (CNG a vodíku) pro nepřepřlňovaný zážehový motor o obsahu 1,2dm<sup>3</sup> od ŠKODA AUTO a.s.

# 1 Současný stav problematiky plynových motorů s vnitřní tvorbou směsi

Použití plynů pro pohon motorových vozidel má více než stoletou tradici. Pro zažehnutí směsi se používá elektrický výboj zapalovací svíčky. Důležitou vlastností paliv pro použití v zážehových motorech je jejich odolnost proti samovznícení (antidetonační odolnost), která se vyjadřuje pomocí jednotek oktanového čísla. Plynná paliva se lépe mísí se vzduchem a vytváří kvalitnější zápalnou směs. Směs tvořená palivovým systémem se musí během sacího a kompresního zdvihu motoru dokonale homogenizovat. Meze zápalnosti směsí se pohybují v různých mezích a liší se i pro různá použitá paliva.

Palivo	Mez zápalnosti
Benzin	$0,45 < \lambda < 1,5$
Metanol	$0,45 < \lambda < 1,65$
Zemní plyn	$0,30 < \lambda < 1,8$
Vodík	$0,15 < \lambda < 10$

Tab. 1 Meze zápalnosti pro různá paliva [1]

Plynná paliva mají další výhodu v tom, že jsou čistší a obsahují menší hmotnostní podíl uhlíku (vzniká méně škodlivin při spalování), mají širší mez zápalnosti a vyšší výhřevnost oproti kapalným palivům. V této práci jsou sledovány možnosti injektáže CNG a vodíku, jakožto perspektivních paliv.

## 1.1 Stlačený zemní plyn (CNG)

Zemní plyn se jeví jako perspektivní alternativní palivo, které můžeme použít v zážehovém motoru bez větších technických úprav. Pochází totiž z fosilních zdrojů a je složen převážně z metanu. Zemní plyn dnes využíváme ve dvou formách, a to jako CNG či LNG (zkapalněný zemní plyn). CNG je preferovanější varianta z důvodu již vybudované infrastruktury, kdy se nejčastěji komprimuje do zásobníku ve vozidle na tlak 20 MPa. Výhodou tohoto paliva je jeho nízká cena, velké zásoby a vysoké oktanové číslo.

Mezi další výhody plynu CNG lze uvést bezpečnost. Projevuje se při tankování, kdy oproti kapalným palivům je lehčí nežli vzduch a při úniku se tak rychle rozptýlí. Při havárii se

uzavře bezpečnostní ventil přívodu paliva z nádrže a nedochází k úniku paliva do okolí. Nádrže jsou konstruovány z pevnostních ocelí a zkoušeny přetlakem, proto jsou bezpečnější než klasické benzínové nádrže. To vede ale i k nevýhodám, ke kterým patří větší zástavbové nároky - tlakové nádoby (lahvové nádrže) se nedají tvarovat tak jako plastové benzínové nádrže.

Zemní plyn je bez barvy, chutě a zápachu. Při jeho spalování vznikají škodliviny, které s použitím katalyzátoru lze minimalizovat a splnit tak i nejprísnější emisní limity. S využitím zemního plynu jako paliva se počítá pouze na přechodnou dobu, protože i jeho zásoby nejsou nevyčerpatelné a není obnovitelným alternativním zdrojem energie.

## 1.2 Vodík

Vodík je v současné době předmětem výzkumu jako potenciální palivo pro motorová vozidla a může být označen za palivo 21. století. Využití vodíku pro motorová vozidla lze rozdělit podle získávání energie: buď přímo ve spalovacím prostoru, nebo v palivových článcích. Spalovací motory na vodík jsou brány jako mezičlánek mezi spalováním uhlovodíkových fosilních paliv a palivovými články. Vodík je jediným alternativním palivem, které neobsahuje uhlík. Vodíkové motory jsou téměř bez emisí. Při dokonalém spalování vodíku vzniká pouze voda, která je vylučována v podobě páry. Ve spalovacím motoru probíhá spalování vodíku velkou rychlostí a tím dochází k nárůstu teploty, což má za následek vznik  $\text{NO}_x$  (oxidy dusíku). Ke snížení  $\text{NO}_x$  lze použít redukční katalyzátor nebo využít recirkulaci výfukových plynů. Vodík není přímo zdrojem energie, ale pouze jejím nosičem.

Výroba vodíku je možná několika procesy:

- štěpením uhlovodíků vodní párou
- parciální oxidací uhlovodíků
- z koksárenského plynu
- elektrolýzou vody
- z reformování benzinů a další.

Z hlediska čistého alternativního paliva lze brát vodík vyrobený pouze z odpadních procesů výroby (reformování benzínů) nebo elektrolýzou vody za použití elektřiny vyrobenou z větru, vody a jádra.

Vodík je za normálních podmínek plyný, bezbarvý a bez zápachu. Je hořlavý a jeho plamen je z většiny neviditelný z menší části namodralý. Je asi 14x lehčí než vzduch a při své nízké molekulové hmotnosti těžko stlačitelný. V dnešní době bývá plyný vodík nejčastěji uskladněn v tlakových nádobách pod tlakem 350 barů.

Při konstrukci injektorů vodíku je zapotřebí mít na paměti negativní účinky vodíku na mechanické vlastnosti řady konstrukčních materiálů. Poškození je způsobeno interakcí kovového materiálu s vodíkem a projevuje se jako místní poškození. Pronikání vodíku do materiálu je především ovlivňováno namáháním (vnitřním napětím) dílu a rychlostí změny teploty.

Poškození lze rozdělit do dvou skupin:

- Vodíková křehkost: tento proces probíhá uvnitř materiálu a je špatně pozorovatelný v počátečních fázích poškození. Je způsobena difundací atomů vodíku do povrchů materiálů, dochází k nahromadění vodíku v místech poruch materiálu (vodíková past). Tvorba molekuly vodíku v místě poruchy má za následek velký nárůst vnitřního napětí a dochází k růstu trhlin. Tomuto jevu lze předejít vhodným použitím materiálu nebo povrchovou úpravou (oceli legované niklem a niklové slitiny).
- Vodíková koroze: jedná se o ztrátu pevnosti materiálu, která je zapříčiněna vznikem atomárního vodíku na povrchu kovu, kde se slučuje s uhlíkem. Oduhličení materiálu vede k jeho degradaci a ztrátě původních vlastností.

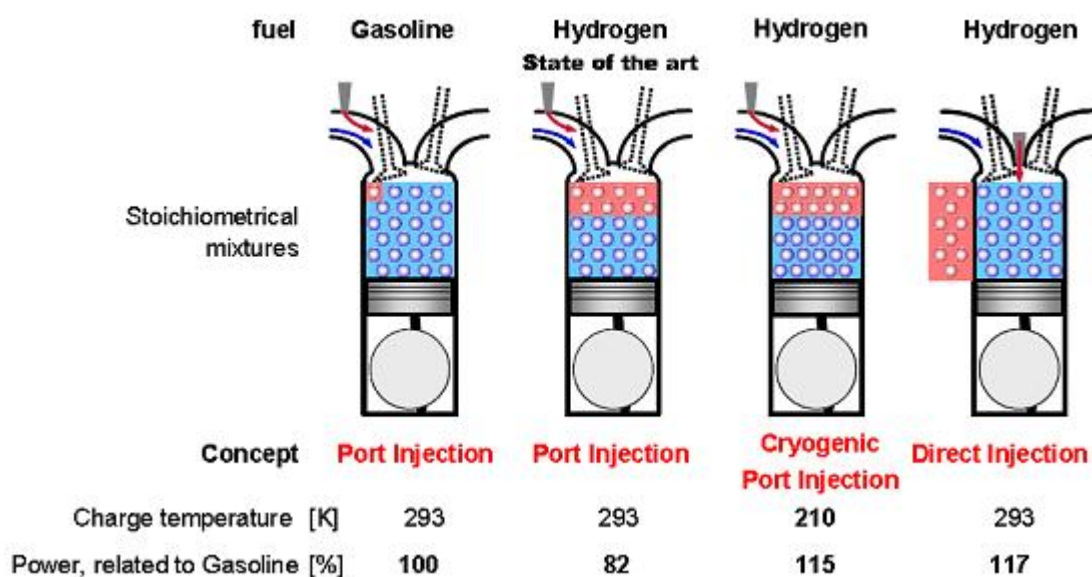
### **1.3 Tvorba směsi**

Tvorbu směsi můžeme rozdělit na vnitřní a vnější. Vnější tvorba směsi je zajišťována PFI (Port fuel injection) injektory, buď jedním společným injektorem umístěným v sacím potrubí, nebo jednotlivě před každý sací ventil. Vnitřní tvorba směsi je tvořena DI (Direct fuel injection) injektory, které palivo vstříkují přímo do spalovacího prostoru.



Vnější tvorba směsi představuje sice jednodušší koncept, ale není příliš vhodná pro plynná paliva především pro vodík. PFI vstřikovače vstřikující vodík do sacího potrubí, trpí vysídlováním nasávaného vzduchu (dáno vlastnostmi vodíku) a tím pádem do motoru přichází méně kyslíku potřebného pro spalování.

Tuto nevýhodu můžeme odstranit použitím kryogenního vodíku pro vstřikovač PFI (ochlazení směsi) nebo přímou injektáží stačeného vodíku přímo do spalovacího prostoru. Srovnání různých koncepcí tvorby směsi je patrné na obrázku č. 2.



Obr. 2 Srovnání různých koncepcí tvorby směsi [7]

U vnější tvorby nemůžeme příliš využívat chudé směsi, protože nastává problém s jejich zapálením. Další nevýhodou je, že může docházet k samozápalům od horkých míst (sací ventil) a zpětnému šlehnutí plamene.

### 1.3.1 Vnitřní tvorba směsi

Vstřikovače pro tento způsob tvoření směsi musí odolávat vysokým tlakům a teplotám uvnitř spalovacího prostoru. Výhodou přímého vstřikování je, že nasávaný vzduch přichází do spalovacího prostoru odděleně, tím nedochází k vytěsňování nasávaného vzduchu. Ke vstřiku paliva dochází po uzavření sacího ventilu a tím nemůže dojít ke zpětnému šlehu plamene do sacího potrubí. Přímá injektáž umožňuje spalování velmi chudých směsí,

kterých lze dosáhnout pomocí vrstvení směsi. Pozdní injektáží paliva lze minimalizovat samovznícení směsi.

Na přímé vstřikování paliva jsou kladeny vysoké požadavky. Injektor musí s vysokou stabilitou a přesností odměřovat potřebnou dávku paliva, jak pro volnoběh motoru (minimální množství paliva), tak i pro maximální zatížení.

### **1.3.2 Účinnost spalování**

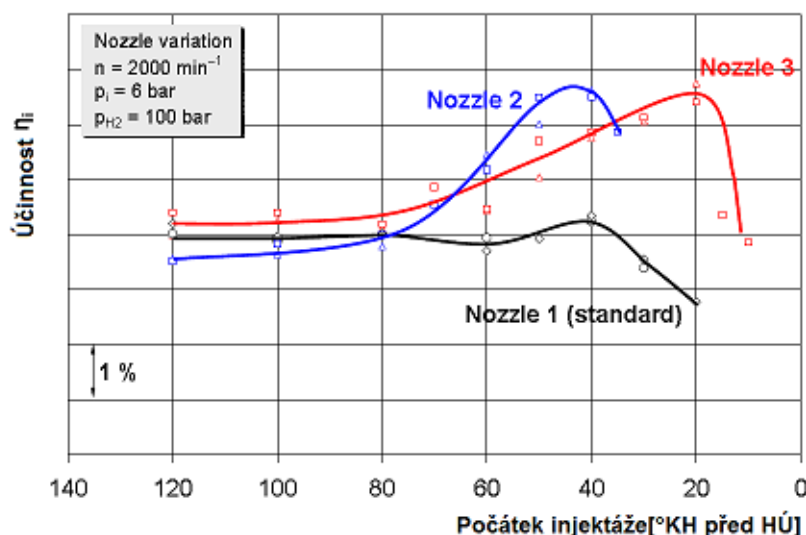
Účinnost motoru spalujícího vodík je vysoká při velkém zatížení a s klesajícím zatížením se snižuje i účinnost.

Zvýšení účinnosti spalování je jedním z nejdůležitějších cílů ve výzkumu motorů. Kromě společných parametrů, jako je kompresní poměr a bohatost směsi může ovlivnit účinnost motoru i:

- Začátek vstřikování paliva
- Počet vstřikovacích impulsů na cyklus
- Tlak vstřikování paliva
- Geometrie vstřikovací trysky
- Pozice vstřikovače

Geometrie a pozice vstřikovací trysky mají vliv na účinnost, která byla prokázána pomocí zkoušek tří různých typů trysek. Trysky 1 a 2 jsou určeny pro boční polohy v hlavě válce, tryska 3 pro centrální polohy. Tryska 1 byla zvolena hlavním cílem výzkumu. Je opatřena osmi výtokovými otvory a značená jako standard. Cílem návrhu nových trysek je omezení tepelných ztrát přestupem tepla stěnou válce a snížení víření bohaté a homogenní směsi u stěn při zážehu. Optimalizací bylo udržet bohatou směs uprostřed spalovacího prostoru obklopenou vzduchem. [8]

Na obrázku č. 3 je patrný velký pokles účinnosti vlivem zpoždění spalování pozorovatelný u všech trysek.



Obr. 3 Účinnost pro různé geometrie trysek [8]

## 1.4 Požadavky na injektory pro přímé vstřikování paliva

Na injektory pro přímé vstřikování paliva jsou kladeny nároky zejména v těchto oblastech:

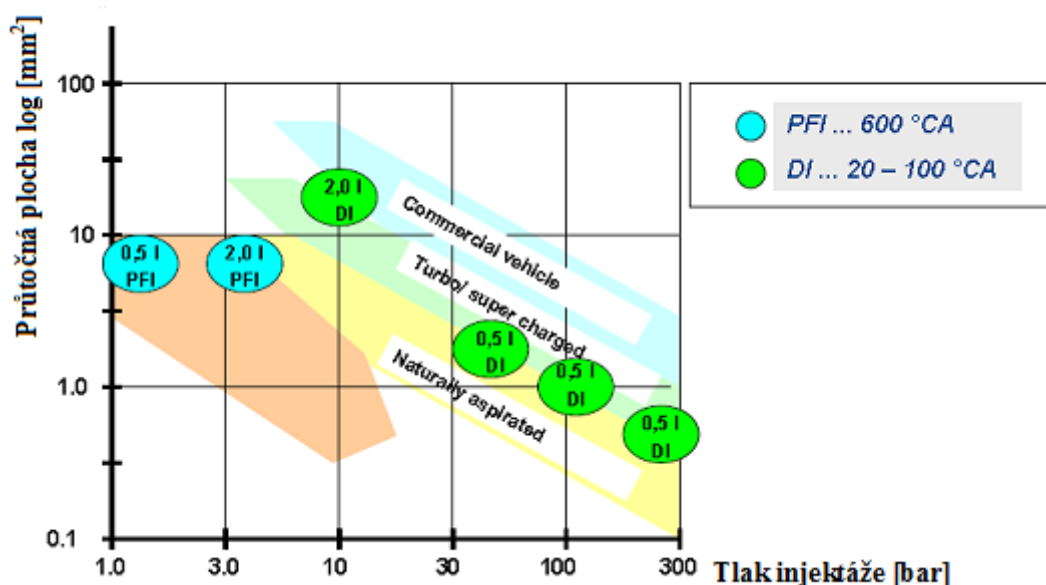
- průtočná plocha injektoru
- regulační rozsah
- přesnost dávkování paliva
- maximální tlak spalin působící na injektor
- teplota
- netěsnost.

### 1.4.1 Průtočná plocha injektoru

Projekty na vývoj motorů usilují o vyšší měrný výkon, který se vyznačuje vyšším středním efektivním tlakem a vyšší palivovou účinností. Tyto požadavky splňuje přímé vstřikování paliva (DI).

DI injektory v porovnání s PFI vyžadují podstatně kratší dobu injektáže paliva. PFI injektory musí být otevřeny téměř 600° KH (pootočení klikového hřídele) pro dostatečné naplnění válce, DI injektorům stačí 20° až 100° KH podle tlaku paliva v zásobníku. Použití doby 100° KH se používá pro zásobníky s nízkým tlakem paliva (10 – 50 barů) a 20° KH při použití tlaku (> 100 barů), také označována jako pozdní injektáž.

Na obrázku č. 4 je znázorněno porovnání průtočné plochy injektoru a tlak injektáže pro PFI a DI injektory. Pro PFI jsou uvedeny parametry injektorů pro motory se zdvihovým objemem 0,5 dm<sup>3</sup>/válec a 2,0 dm<sup>3</sup>/válec, u nichž je užito shodné průtočné plochy 7 mm<sup>2</sup>, délky injektáže 600°KH, ale odlišného tlaku injektáže. Při užití DI injektorů jsou voleny průtočné plochy v intervalu 0,6 mm<sup>2</sup> (220 barů) a 2 mm<sup>2</sup> (50 barů) při délce injektáže (20 a 100)° KH.[9]



Obr. 4 Porovnání průtočných ploch injektorů a tlaků injektáže pro různé motory využívající PFI a DI injektorů vodíku. [9]

### 1.4.2 Regulační rozsah

Regulační rozsah vstřikování paliva injektorem je při konstantním tlaku paliva v zásobníku omezena rozsahem daného motoru. Vstřikovač musí zajistit bezproblémový chod motoru jak při volnoběhu, tak i při maximálním zatížení.

Pro PFI injektory je dostačující doba otevření 1 ms. DI injektory umožňují vstřikovat palivo kontinuálně nebo vícebodově. Čas potřebný pro kontinuální vstřik se pohybuje kolem 0,5 ms a vícenásobný vstřik je náročnější na řídicí členy (elektromagnet), kdy doba otevření se pohybuje kolem 100 μs.

### **1.4.3 Přesnost dávkování paliva**

Injektory musí odměřovat dávku paliva velmi přesně. Přesnost dávkování je kolem 2 % z aktuálního průtoku paliva. Velikost dávky v pracovním cyklu je odvislá od průtoku paliva při ustáleném stavu a délky otevření injektoru.

### **1.4.4 Maximální tlak působící na injektor**

PFI vstřikovače musí odolávat tlakům vzniklým v sacím potrubí. Maximální plnicí tlak, který se může vyskytnout v sacím potrubí při nahromadění směsi, je omezen zdvihovým objemem válce. Vstřikovač musí odolat i tlakům při zpětném šlehnutí plamene do sacího traktu, kdy se tlak může zvýšit na několik barů.

DI injektory musí vydržet maximální spalovací tlak ve válci, který se může pohybovat okolo 150 barů. Čím je tlak paliva v injektoru vyšší, tím menší může být zavírací síla. Tím pádem návrh nízkotlakého DI vstřikovače (10 barů) je velmi náročný, kdy je potřeba velká průtočná plocha (ventilu) a tím vzniká vysoká tlaková diference na uzavíracím ventilu vstřikovače.

### **1.4.5 Teplota**

Při konstrukci PFI vstřikovačů nemusíme hledět na tepelná omezení materiálů. Teplota hraje důležitou roli při použití DI vstřikovačů, kdy teplota spalin zahřeje výtokovou část injektoru na 300 – 400 °C. K udržení nízké teploty uvnitř injektoru je potřeba dobrý odvod tepla pomocí přestupu mezi stěnou injektoru a hlavou válců. Nejvíce náchylné na tepelné namáhání jsou prvky z nekovových materiálů (elastomery a teflonová těsnění). Těsnící prvky musí být vyrobeny z oceli nebo odolných plastů.

### **1.4.6 Netěsnost**

Netěsnost můžeme rozdělit na vnitřní a vnější.

Vnitřní netěsnost je únik paliva přes ventil a dosedací jehlu do spalovacího prostoru. Tato netěsnost by mohla mít vliv na hladký chod motoru, především v chodu na volnoběh.

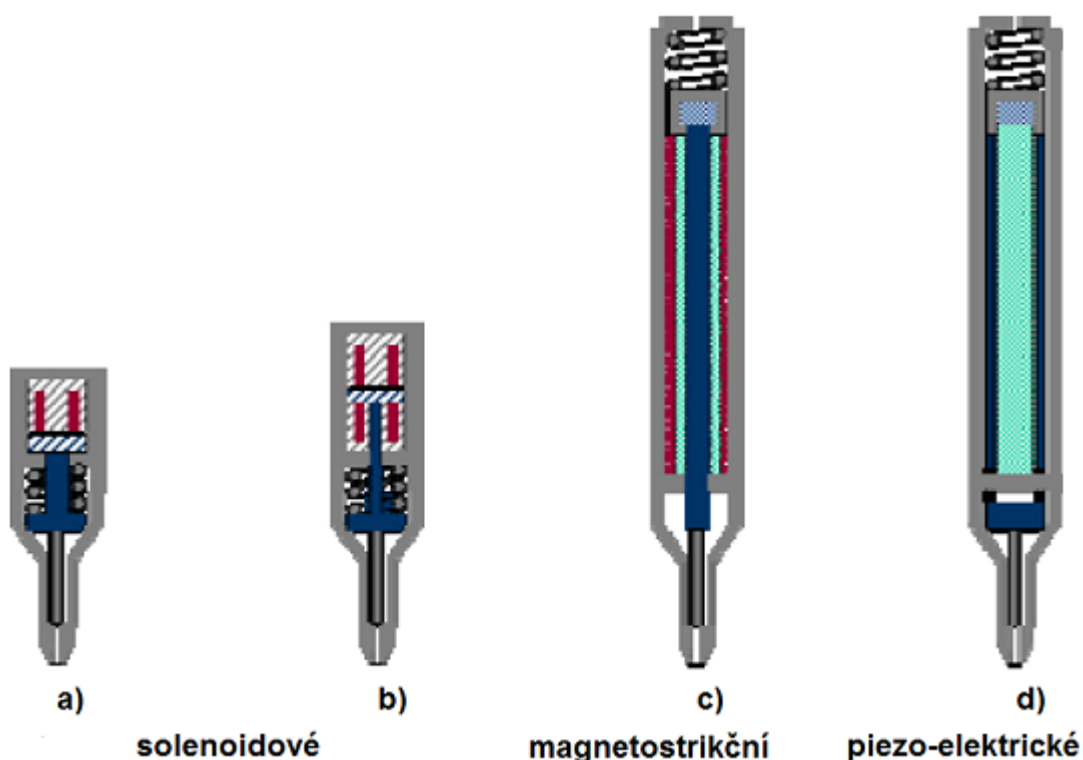
Přípustná míra netěsnosti je udávána jako: prosáknuté množství paliva, které musí být výrazně nižší než množství paliva injektovaného při nejkratším možném otevření. Typická hodnota netěsnosti je  $< 0,1 \%$  z množství při plném průtoku paliva.

Vnější netěsnost představuje únik paliva skrz těsnící prvky do okolního prostředí. Přípustné limity úniku jsou do  $10^{-5}$  mbar/min. Tomuto limitu vyhovují statická těsnění z elastomerů. [9]

## 1.5 Ovládací členy injektorů

Ovládací principy otevírání ventilů injektorů můžeme rozdělit na přímé a nepřímé ovládání.

Přímé ovládání zajišťuje elektromagnet (solenoid), který přes přitažnou kotvu ovládá otevírání ventilu. Na principu nepřímého otevírání pracují především vstřikovače pro diesellové motory, kdy zdvih jehly je ovládán tlakem kapaliny.



Obr. 5 Ovládání injektorů [9]

Na obrázku 5 a) je vstřikovač ovládaný jedním solenoidem. Průtok paliva je řízen jehlou dosedající na uzavírací ventil. Otevírání jehly je ovládáno přímo pomocí solenoidu. K uzavření jehly slouží pružina. Tato konstrukce je vhodná pro DI vstřikovače s průtočnou plochou  $1 \text{ mm}^2$  a tlakem paliva kolem 100 barů. Větší průtočná plocha potřebuje pro uzavření jehly silnější uzavírací pružinu a tím silnější solenoid.

Obrázek 5 b) popisuje jehlu injektoru ovládanou dvěma solenoidy. Toto řešení odstraňuje nevýhody předchozí konstrukce, kdy druhý solenoid pomáhá uzavírat jehlu injektoru. Solenoidy pracují nezávisle na sobě. Pokud by tlak spalin nadzvedával jehlu, umožňuje solenoid pomocí elektromagnetické síly přidržení jehly. Používá se pro průtočné plochy do  $3 \text{ mm}^2$  a tlaku paliva až 30 barů.

Obrázek 5 c) znázorňuje magnetostrikční ovládání jehly. Magnetostrikční materiály vykazují při působení magnetického pole změnu rozměrů. V tomto provedení je cívka navinuta na trubičku z magnetostrikčního materiálu a po přivedení el. proudu se začne trubička rozpínat a nadzvedávat jehlu. Rozpínání je  $1/1000$  délky trubičky. Zavírání jehly je pomocí silné pružiny. Odezva magnetostrikčních členů je velmi rychlá. Z důvodu rozdílné tepelné roztažnosti a prodloužením magnetostrikčního členu je nutné mezi akční člen a jehlu umístit vyrovnávací člen.

Obrázek 5 d) znázorňuje piezoelektrické ovládání

	Solenoid		Magnetostrikční	Piezo-elektrické
	Jednoduchý	Dvojitý		
Řízení	on/off	on/off	analog	analog
Zdvih [mm]	0,25	0,25	0,1	0,1
Síla [N]	-	300	600	1000
		100	-	-
Rel.tepelná roztažnost [ $\mu\text{m}/100^\circ$ ]	-	-	100	100
Elektronické řízení	PWM	PWM	proudové	vysokonapětové
Odolnost vůči H <sub>2</sub>	ANO	ANO	NE	ANO
Min.doba otevření [ms]	0,5	0,5	0,05	0,05
Velikost [mm]	75xØ25	80xØ25	.....	.....

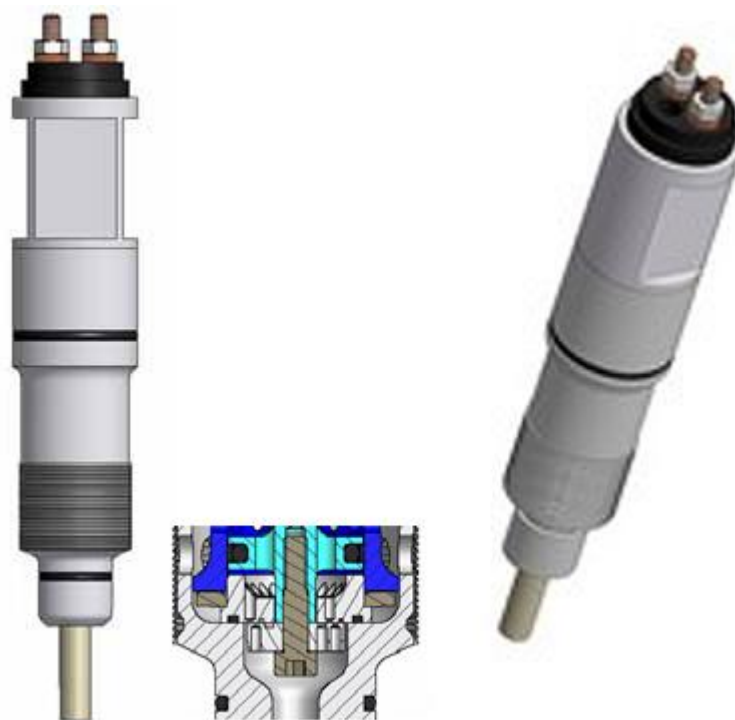
Tab. 2 Vlastnosti řídicích ovladačů injektorů [9]

## 1.6 Přehled injektorů a jejich použití

Injektory pro přímou injektáž plynného paliva můžeme rozdělit do tří skupin. Rozdělení se provádí podle vstřikovaného tlaku paliva na nízkotlaké, středotlaké a vysokotlaké.

### 1.6.1 Nízkotlaké injektory

Při použití nízkotlakých injektorů může být palivo ve vozidle skladováno při nízkých tlacích kolem desítek barů. Nízkotlaké injektory pracují s velkou průtočnou plochou ( $13 \text{ mm}^2$ ). Tuto podmínku splňují ventily s otevíráním do spalovacího prostoru. Injektory musí odolávat vysokým teplotám a tlakům. Jsou proto konstruovány na tlak spalin až 150 barů. Vstřikovací tlak paliva se pohybuje do 15 barů. Ukázka nízkotlakého injektoru fy. Hoerbiger na obrázku č. 6.



Obr. 6 Nízkotlaký injektor Hoerbiger GV13 [9] a [F.]

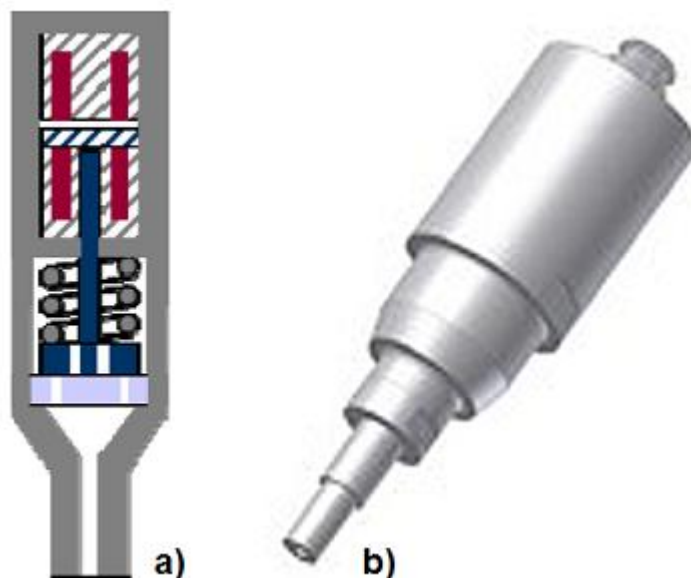
### 1.6.2 Střednětlaké injektory

Na obrázku č. 7 a) je princip injektoru s dvěma solenoidy s otevíráním ventilu dovnitř. Tato konstrukce odstraňuje kmitání jehly při zavírání ventilu. Vstřikovací tlaky se pohybují okolo 50 barů. Tento typ se vyznačuje krátkou dobou vstřikování a vysokou zavírací silou.



Znázorněný injektor disponuje vlastnostmi: tlakem ve válci (protitlak) až 180 barů, tlakem paliva 60 barů a průtočnou plochou 2 mm<sup>2</sup>.

Obrázek č. 7 b) znázorňuje skutečný injektor fy. Hoerbiger GV2 s tlakem paliva 50 barů.



Obr. 7 Střednětlaký injektor a) se dvěma solenoidy, b) skutečný injektor GV2 dodávaný  
fy. Hoerbiger

### 1.6.3 Vysokotlaké injektory

V předchozích případech nízkotlaké injektáže paliva muselo být vstřikování dokončeno v počáteční oblasti kompresního zdvihu. To vede k obtížnému rozvření směsi. Vysokotlaké injektory pracují s tlaky paliva daleko vyššími než je maximální spalovací tlak a umožňují aplikovat palivo těsně před zapálením směsi.

Starší typ vysokotlakého injektoru od fy. Hoerbiger znázorněný na obrázku č. 8, byl použit pro motor Škoda 1,2 HTP v laboratořích KVM a zabývá se jím i tato práce. Řez injektorem je k vidění v praktické části této práce na obrázku č. 14, a jeho specifikace v tabulce č. 3.



Obr. 8 Vysokotlaký injektor první generace od fy. Hoerbiger

Popis veličiny	Hodnota	Jednotky
Průtočná plocha	1	[mm <sup>2</sup> ]
Maximální vstupní tlak	150	[bar]
Jmenovitý tlak	100	[bar]
Maximální tlak ve válci	100	[bar]
Ustálený průtok při jmenovitých podmínkách	6,2	[mg/s]
Maximální teplota okolí	390	[K]
Maximální změna průtoku	±3	[%]
Maximální frekvence injektáže	50	[Hz]
Vnitřní netěsnost (% z max. průtoku)	<0,1	[%]
Minimální otevírací čas	0,8	[ms]
Čas odezvy	~0.3	[ms]
Napájecí napětí	10 - 12	[V]
Tažný proud	10	[A]
Přidržovací proud	3	[A]
Odpor	1	[Ohm]

Tab. 3 Základní parametry vysokotlakého injektoru Hoerbiger

Druhá generace vysokotlakého injektoru (viz obrázek č. 9) pracuje s maximálním tlakem 300 barů. Výrobce však udává specifikaci injektoru: provozní tlak od 50 do 250 barů, maximální tlak ve válci 150 barů, provozní teplota -20 – 120°C. Provozní frekvence 1 – 50Hz. Minimální doba otevření 500 μs.



Obr. 9 Druhá generace vysokotlakého injektoru fy.Hoerbiger GV1

Dalším výrobcem injektorů vstřikujících plynné palivo přímo do spalovacího prostoru je firma Westport Innovations Inc.



Obr. 10 Injektory od fy. Westport [G.]

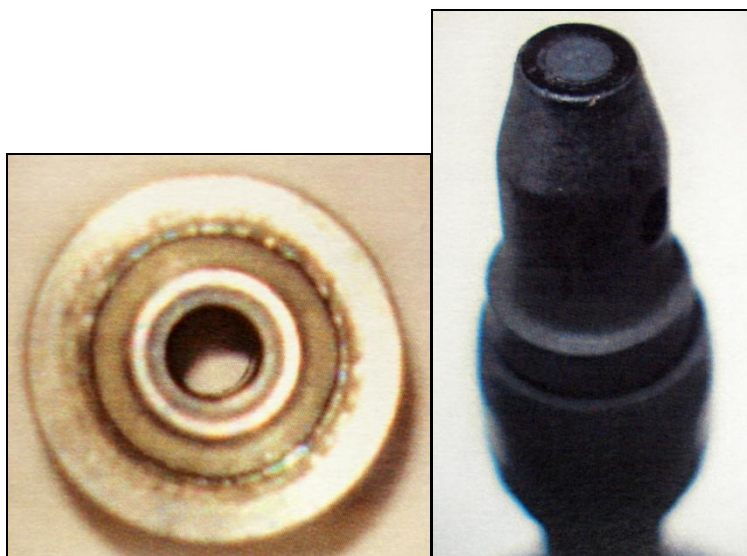
HPDI injektor na obrázku č. 10 (vlevo) pracuje na principu Common-railu, kdy je naftou ovládaný a elektronicky řízený. Při injeckci je injektováno zhruba 5% paliva v podobě nafty, která zajistí spalování a otevře cestu k vefukování zemního plynu.

CNG-DI injektor na obrázku č. 10 (vpravo) slouží pro injekci zemního plynu a vodíku. Tento injektor je common-railového typu, ale řízení vstřikování paliva je přímé.

## 2 Analýza injektorů Hoerbiger

### 2.1 Zpráva výsledků zkoušky injektorů od fy. Hoerbiger

Z poskytnuté technické zprávy v anglickém jazyce o poškození injektoru bylo vyrozuměno následující. Ze zkoušky zaslaných poškozených injektorů byly u dvou zjištěny velké netěsnosti a u třetího bylo poškození tak velké, že nestačil rozsah měřících přístrojů. Po otevření vstřikovačů bylo zjištěno značné poškození jehel ventilů z umělé (plastické) hmoty a vytlačených otisků (důlků) v jehlách, což nasvědčovalo, že vstřikovače byly provozovány nad teplotní limity. Dále doporučují nahradit plastové součásti za součásti ocelové nebo koupit nové generace vstřikovačů. [6]



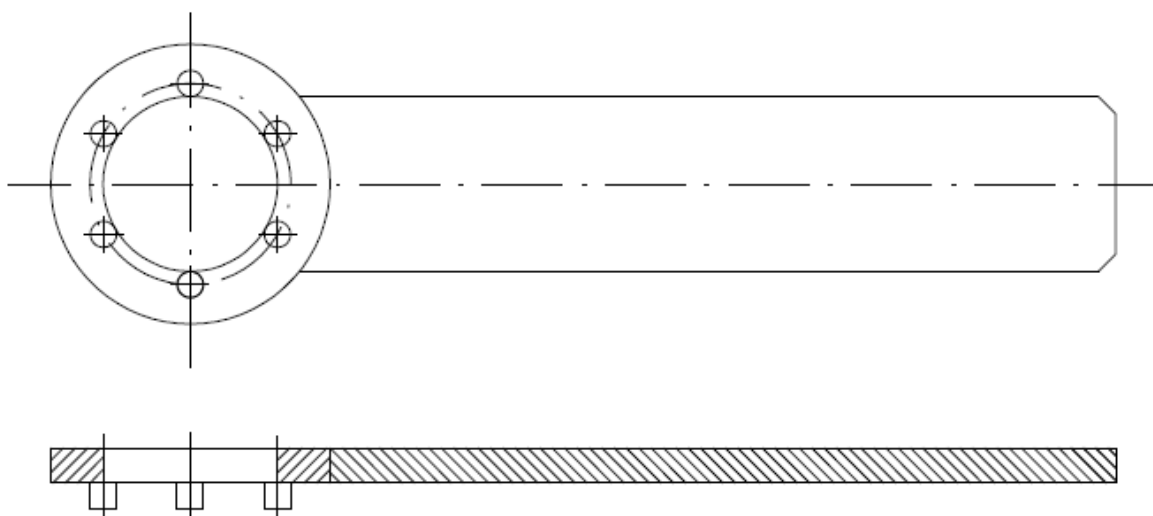
Obr. 11 Poškození sedla a jehly [6]

### 2.2 Rozebrání injektorů

Po zhodnocení výsledků reklamační zprávy od výrobce vstřikovačů Hoerbiger bylo rozhodnuto, že dojde k rozebrání stávajících injektorů. Po demontáži a zhodnocení poškození se přistoupí k případné opravě nebo k použití funkčních prvků.

Pro demontáž injektorů bylo nutno vyrobit speciální povolovací klíč, kterým by se dala povolit matice držící celý injektor v kompaktním celku. Výrobní výkres povolovacího

klíče je součástí výkresové dokumentace, příloha č. 6. Schéma povolovacího klíče je na obrázku č. 12.

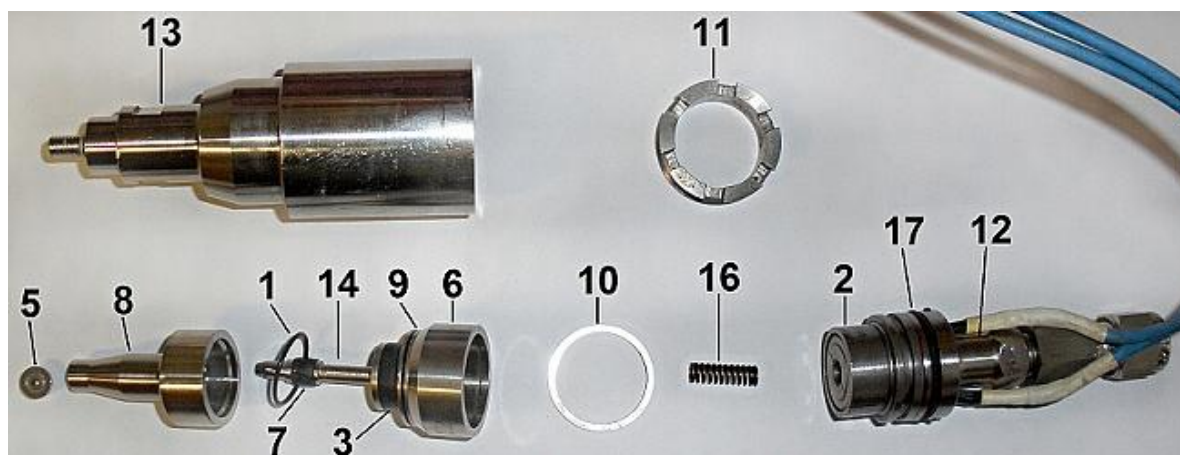


Obr. 12 Schéma povolovacího klíče

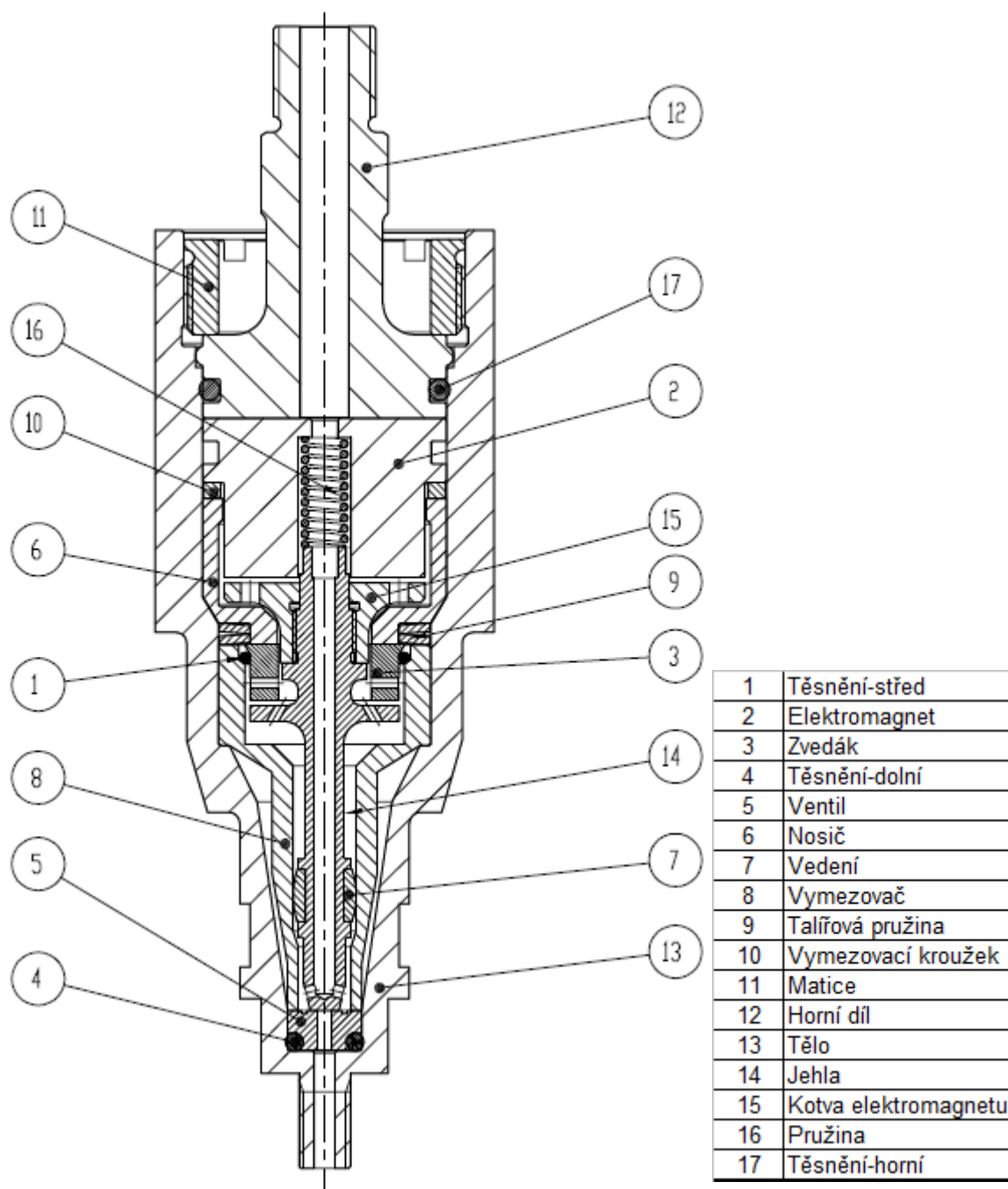
Rozebrání injektoru probíhalo ve dvou fázích. V první fázi byly jednotlivé prvky odměřeny pomocí posuvného měřítka a mikrometru. Po odměření rozměrů jednotlivých dílů byl vytvořen parametrický model v programu Pro/Engineer Wildfire 4.

V první fázi demontáže injektoru proběhlo změření zdvihu jehly, změření vlastností elektromagnetu a tlačné pružiny.

Ve druhé fázi došlo k nevratnému poškození jehly injektoru, kdy byla zkoumána funkčnost a princip plastového dílu na jehle.



Obr. 13 Rozebrání injektoru v první fázi



Obr. 14 Řez injektorem s popisem jednotlivých dílů

## 2.3 Popis konstrukce injektoru

Na obrázku č. 13 je znázorněn rozebraný injektor v první fázi. V horní části obrázku je patrná hlavní část těla (pozice 13), ve kterém jsou uloženy všechny funkční členy. Dolní část těla je opatřena závitem pro připojení výtokové trysky. Uvnitř těla v dolní části injektoru je znázorněn ventil (5), na který dosedá jehla (14) uzavírající a odměřující

požadovanou dávku paliva. Ventil je usazen na těsnícím kroužku (viz obrázek č. 14 pozice 4) nebo teflonové podložce, která je skryta uvnitř těla a nelze ji demontovat. Ventil je uveden do rovinné polohy s jehlou pomocí vymezovače (8), čímž je zaručena kolmost osy jehly k dosedací ploše ventilu. Tím je zaručeno dokonalé dosednutí rovného konce jehly na podložku (ventil). Vnitřní část vymezovače je uzpůsobena pro vedení jehly.

Sestava jehly byla složena z několika dílů: jehly (14), teflonového vedení (7), plastového zvedáku (3), dvou vymezovacích pružin (9), kotvy elektromagnetu (viz obrázek č. 14 pozice 15) a nosiče (6). Zvedák vymezuje požadovaný zdvih jehly. Jeho správná poloha je určena pomocí těsnícího kroužku (1), který je uchycen v drážce vymezovače a přitlačuje zvedák k nosiči. Zvedák a dosedací plocha jehly jsou v dolní části opatřeny otvory sloužící k lepšímu navrácení jehly do sedla při zavírání jehly. Talířové pružiny slouží jako distanční podložky pro případné nepřesnosti ve výrobě injektoru a zajišťují přitlačnou sílu na vymezovač. Nosič slouží k vedení jehly s přitažnou kotvou. Musí být vyroben z nemagnetického materiálu, aby neovlivňoval magnetické pole elektromagnetu. Přitažná kotva elektromagnetu je vyrobena z materiálu s vysokou permeabilitou při působení magnetického pole.

Mezi elektromagnetem (2) a nosičem je vymezovací kroužek (10) zajišťující správnou vzdálenost mezi přitažnou kotvou a elektromagnetem. Elektromagnet je zalisován v ocelovém pouzdře a spojen pomocí čepu s horním dílem. Čep slouží k ochraně napájecího vedení elektromagnetu pro případ, že by došlo k pootočení elektromagnetu vůči hornímu dílu (12) a případnému přerušení napájecího kabelu elektromagnetu. Uvnitř elektromagnetu je uložena přitlačná válcová pružina (16) sloužící k bezpečnému a rychlému uzavření jehly. Síla pružiny musí překonat zbytkové elektromagnetické silové pole, třecí sílu a tlak proudícího plynu pod jehlou. Horní díl je opatřen šroubením Swagelok pro připojení k tlakovému zásobníku plynu a drážkou pro umístění těsnícího kroužku, který zaručuje těsnost injektoru. Správná poloha jednotlivých součástí ve vefukovači a celková těsnost je zajištěna osovou silou vyvozenou dotažením matice (11).

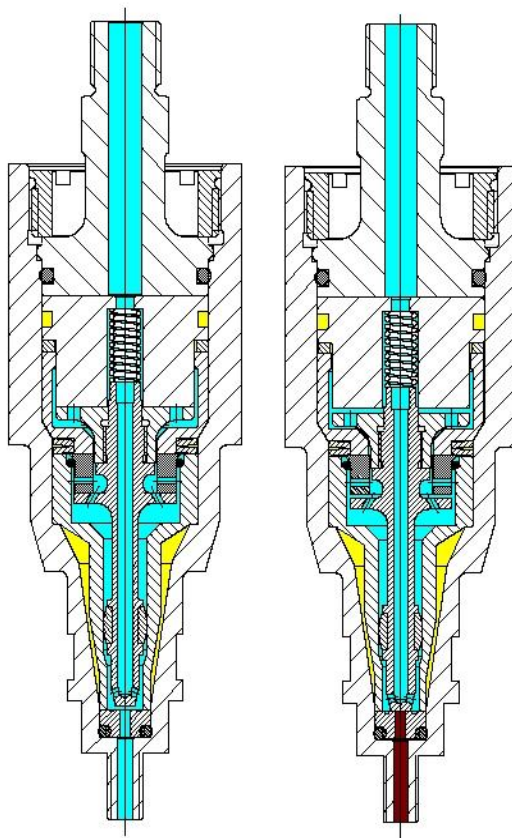


## 2.4 Princip činnosti

Na obrázku č. 15 je znázorněn řez injektoru s vyznačením proudění paliva. Modrá barva vyznačuje proudění paliva. Žlutá barva znázorňuje místa, kam se dostane palivo, které nemá vliv na proudění a dávku paliva (mrtvá místa). Červená barva znázorňuje tok spalin ze spalovacího prostoru motoru.

Na obrázku č. 15 vlevo je znázorněn injektor v otevřeném stavu. Palivo je do injektoru přiváděno z tlakového zásobníku (railu) pomocí tenkostěnných ocelových trubek přes šroubení Swagelok do horního dílu injektoru. Odtud je vedeno k tělu elektromagnetu, kde je seškráceno průřezem o který se opírá válcová pružina. Palivo dále proudí vnitřním průměrem pružiny k jehle, zde se tok dělí na dvě části. Škracená větev pokračuje kolem kotvy elektromagnetu, vedení kotvy, zvedáku, jehly přes šikmý kanál v teflonovém vedení jehly k ventilu. Hlavní tok paliva prochází skrz jehlu přímo k ventilu. Jehla dosedající na ventil odměřuje požadovanou dávku paliva.

Na obrázku č. 15 vpravo je znázorněn tok spalin působících přímo na jehlu.



Obr. 15 Řez injektorem se znázorněním proudění paliva



### 2.4.1 Měření vlastností pružiny

Měření vlastností statické charakteristiky tlačné pružiny bylo provedeno v hydrodynamické laboratoři na Katedře částí a mechanismů strojů. Zkouška byla provedena na počítačově řízeném lineárním hydraulickém motoru (trhacím stroji) FU 250. Zatěžování pružiny proběhlo pomocí počítačového programu, který provedl cyklické zatížení pružiny. Výsledky naměřených hodnot program uložil do formátu vhodný pro program Microsoft Excel. Naměřená data jsou k dispozici v souboru „pruzina“ na vloženém CD. V daném programu byla provedena zatěžovací charakteristika pružiny, viz obrázek č. 16.

Byla provedena tři stlačení pružiny. Sběr dat probíhal v časových intervalech po 0,05 sekundách. Z měřicích dat byly vyřazeny hodnoty ze začátku a konce každého měření, které mohou být ovlivněny rozběhem a doběhem hydraulického válce. Tuhost pružiny byla stanovena jako průměrná hodnota ze zatěžování i odlehčování pružiny. Výsledná tuhost pružiny z měření je  $k = 4187 \text{ N/m}$ , byla vypočítána podle vzorce č. 1.

Kontrolní výpočet tuhosti pružiny. Naměřená data vychází ze základního vzorce, kdy tuhost pružiny při určité deformaci se vypočítá z derivace:

$$k = \frac{dF}{dy} \quad (1)$$

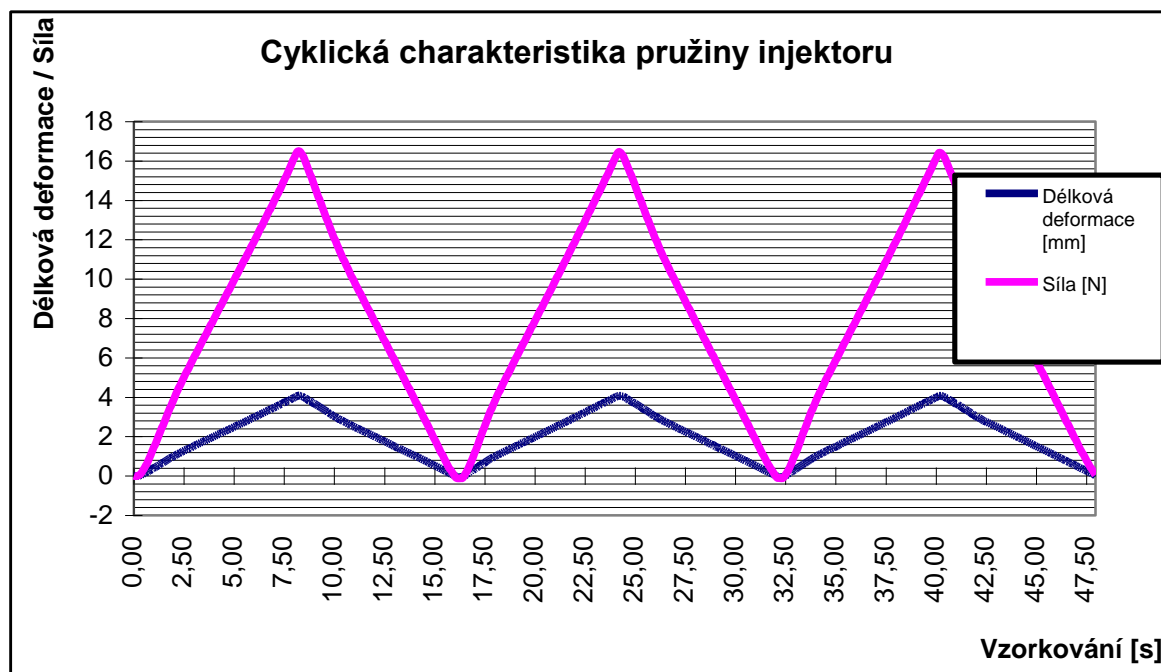
Výpočet tuhosti pružiny:

$$k = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot D^3 \cdot n} \quad (2)$$

Veličina	Popis veličiny	Hodnota	Jednotky
k	tuhost pružiny		[Nm <sup>-1</sup> ]
G	modul pružnosti v krutu	$6,85 \cdot 10^4$	[MPa]
d	průměr drátu pružiny	0,7	[mm]
D	střední průměr vinutí pružiny	3,7	[mm]
n	počet činných závitů pružiny	10	[-]

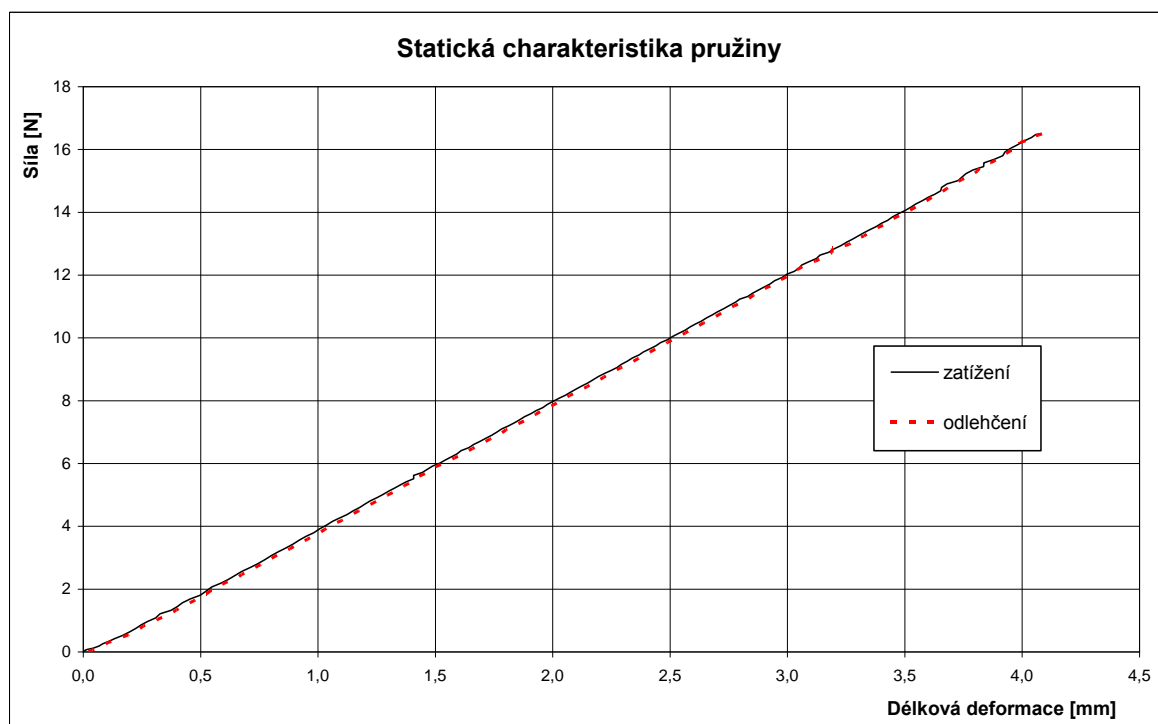
Tab. 4 Rozměry a veličiny pružiny

Po dosazení hodnot z tabulky č. 4 do vzorce č. 2 je kontrolní hodnota tuhosti pružiny  $k = 4059 \text{ N/m}$ .



Obr. 16 Cyklická charakteristika pružiny injektoru

Ze statické charakteristiky pružiny z obrázku č. 17 je patrné, že se jedná o lineární pružinu.



Obr. 17 Statická charakteristika pružiny pro jeden cyklus

## 2.5 Silové působení na jehlu injektoru

Působení sil na jehlu injektoru bylo posouzeno jako statické zatížení. Byly zanedbány třecí síly, síly a zrychlení vyvolané elektromagnetem. Toto zatížení bylo provedeno z důvodu objasnění poškození injektoru, principu a činnosti plastového zvedáku umístěného na jehle.

Síly byly vypočítány ze základního vzorce, kdy tlak je roven síle působící na danou plochu:

$$p = \frac{F}{S} \quad (3)$$

Při výpočtu bylo vycházeno z hodnot tlaků předepsaných výrobcem a rozměrů odměřených při demontáži injektoru, které jsou uvedeny v tabulce č. 3. Minimální tlak v zásobníku plynu výrobce neudává.

Přítlačná síla jehly do sedla ventilu byla vypočítána z dosedací plochy jehly a maximálního tlaku v injektoru. Tato síla pomáhá uzavírat jehlu. Síla od tlaku spalín byla vypočítána z rozměru průměru sedla (ventilu), kterým je vytlačováno palivo. Síla od pružiny je brána v uzavřeném stavu, tedy síla od předpětí pružiny viz tabulka č. 5.

Výsledná síla je sumou všech tří uvedených sil. Výsledná síla prudce klesá s tlakem plynu, ale ani v případě nulového tlaku paliva by nemělo dojít k vniknutí spalín do prostoru pro palivo viz tabulka č.6.

Síla elektromagnetu je dána sumou sil přítlačné síly vyvolané tlakem paliva na jehlu a síly od předpětí pružiny. Jedná se o minimální sílu, kterou musí překonat elektromagnet při otevírání jehly.

Plocha plastového zvedáku je natolik velká, že při udávaném maximálním tlaku plynu 15 MPa s přepočítáním na sílu  $F = 414,15 \text{ N}$  elektromagnet není schopen vyvinout takovouto přitažnou sílu pro otevření jehly injektoru. Proto tento díl je na jehle umístěn volně a slouží pouze pro vymezení příslušného zdvihu jehly.

Popis veličiny	Hodnota	Jednotky
Max. dovolený tlak v injektoru	150	[bar]
Max. dovolený tlak spalin	100	[bar]
Dosedací průměr jehly	2,7	[mm]
Průměr ventilu	1,4	[mm]
Plocha plastového zvedáku	27,61	[mm <sup>2</sup> ]

Tab. 5 Rozměry jehly a specifikace injektoru

		Tlak v injektoru [MPa]											
		15	14	13	12	11	10	9	8	7	6	5	4
Přítlačná síla jehly do sedla	[N]	85,9	80,2	74,4	68,7	63,0	57,3	51,5	45,8	40,1	34,4	28,6	22,9
Síla od spalin	[N]	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4	-15,4
Síla od předpětí pružiny	[N]	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8	16,8
Výsledná síla	[N]	87,3	81,6	75,8	70,1	64,4	58,7	52,9	47,2	41,5	35,8	30,0	24,3
Síla elektromagnetu	[N]	102,7	97,0	91,2	85,5	79,8	74,1	68,3	62,6	56,9	51,2	45,4	39,7

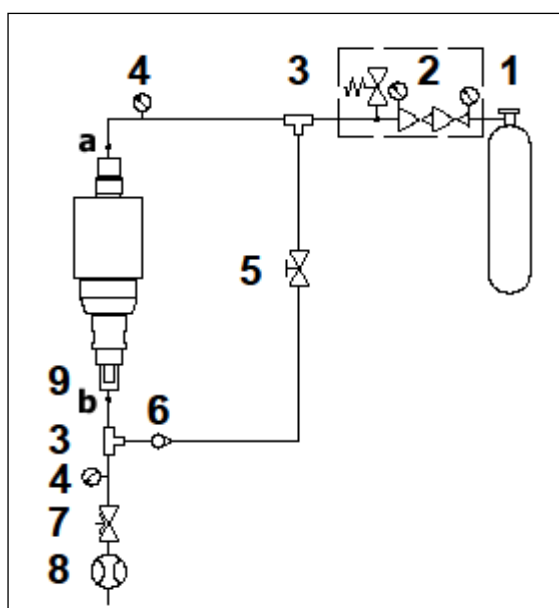
Tab. 6 Vypočítané hodnoty sil

## 2.6 Návrh měřicí stanice na měření těsnosti injektorů

Dalším úkolem bylo navrhnout zapojení a vybrat měřicí komponenty pro stanici na měření těsnosti injektorů. Požadavek byl, aby měřicí stanice umožňovala měření netěsnosti v klidovém uzavřeném stavu, kdy palivo je přivedeno pouze do těla injektoru. To i v případě, že je jehla injektoru namáhána tlakem spalin. Touto stanicí mělo být ověřeno, při jakém minimálním tlaku paliva v těle injektoru dojde k překonání sil (pružiny a případných pomocných prvků „zvedáku“ pomáhajících přitlačovat jehlu do sedla) a vniknutí spalin do paliva.

Schéma zapojení stanice je na obrázku č. 18. Toto zapojení umožňuje jak měření těsnosti v klidové uzavřené poloze, tak i měření těsnosti v případě působení protitlaku.

Při měření netěsnosti v uzavřené poloze jehly je rozvodový ventil (5) uzavřen a pomocí redukčního ventilu (2) na tlakové láhvi je možné nastavovat požadovaný tlak v dané větvi (0 až 15 MPa – rozsah tlaku přiváděného do injektoru). Manometrem (4) lze kontrolovat tlak v dané větvi. Redukce v místě *b* může v tomto případě být připojena přímo na průtokoměr. Redukcí je myšleno připojení šroubení Svagelok na závit pro připojení výtokové trysky. Toto připojení umožní záměnu přípojných míst při dalším měření.



č. pozice	Název dílu
1	Tlaková láhev s uzavíracím ventilem
2	Redukční ventil
3	Tvarovka - T
4	Manometr
5	Rozvodový uzavírací ventil
6	Zpětný ventil
7	Pojistný ventil
8	Průtokoměr
9	Redukce
a,b	Přípojná místa

Obr. 18 Schéma měřicí trať s popisem jednotlivých pozic

Při měření netěsnosti s protitlakem, schéma zapojení dle obrázku č. 18. Vstupní tlak může být do injektoru nastavován v rozmezí 1 až 15 MPa a protitlak spalin od 0 do 10 MPa. Rozvodovým uzavíracím ventilem (5) můžeme urychlit plnění větve představující protitlak spalin. Po nastavení požadovaného tlaku spalin na pojistném ventilu (7) uzavřeme uzavírací ventil (5) a můžeme odpojit tuto část plnicí větve. Redukčním ventilem na láhvi můžeme zvyšovat tlak ve větvi přivádějící palivo do injektoru. Pojistný ventil (7) je plynule seřiditelný pomocí výměnných pružin v rozmezí 0 až 20 MPa. Průtokoměr (8) je zapojený až za pojistným ventilem z důvodu možného poškození přetlakem. Průtok přes pojistný ventil nebude ustálený (komplikace zhodnocení netěsnosti), proto další možnosti hodnocení netěsnosti je sledování rychlosti nárůstu tlaku před pojistným ventilem.

Pro změření tlaku spalin, kdy spaliny překonají předpětí pružiny a dojde k profuku spalin do těla, použijeme opačné zapojení. To provedeme zaměněním přípojných míst *a* a *b* viz obrázek č. 18. Tato místa jsou opatřena stejným šroubením. Tím můžeme nastavovat tlak spalin redukčním ventilem a tlak paliva pomocí pojistného ventilu.

Komponenty pro měřicí trať byly vybrány s ohledem na stávající připojení a vybavení laboratoře KVM. Vybavení laboratoře disponuje přístroji pro měření tlaků a průtoku. Katalogové listy komponent jsou přiloženy v souboru „merici-stanice“ na CD. Tlaková láhev s technickým plynem, uzavíracím ventilem a redukčním ventilem bude nejlépe

objednat od jednoho dodavatele a to od Linde Gas a.s.[E] Technický plyn (dusík 5.0) se dodává v tlakových nádobách s tlakem plynu 200 nebo 300 baru. Pojistný ventil byl vybrán z řady (Pressure regulators – KPB ) Svagelok. Rozvodový uzavírací ventil, hadice a šroubení z katalogových listů firmy Svagelok. Dostupné z internetového odkazu [I].

## 2.7 Vlastnosti elektromagnetu

Při měření vlastností elektromagnetu bylo vycházeno z údajů od výrobce vstřikovače Hoerbiger. Elektromagnet je řízen řídicí jednotkou motoru pomocí PWM signálu (pulzně šířková modulace). Základní údaje vstřikovače jsou uvedeny v tabulce č. 7.

Veličina	Hodnota	Jednotky
Napětí	10 ÷ 24	[V]
Tažný proud	10	[A]
Přidržený proud	3	[A]
Odpor	1	[Ω]
Reakční doba	~0,3	[ms]

Tab. 7 Základní parametry elektromagnetu využitě při experimentálním zjišťování jeho vlastností

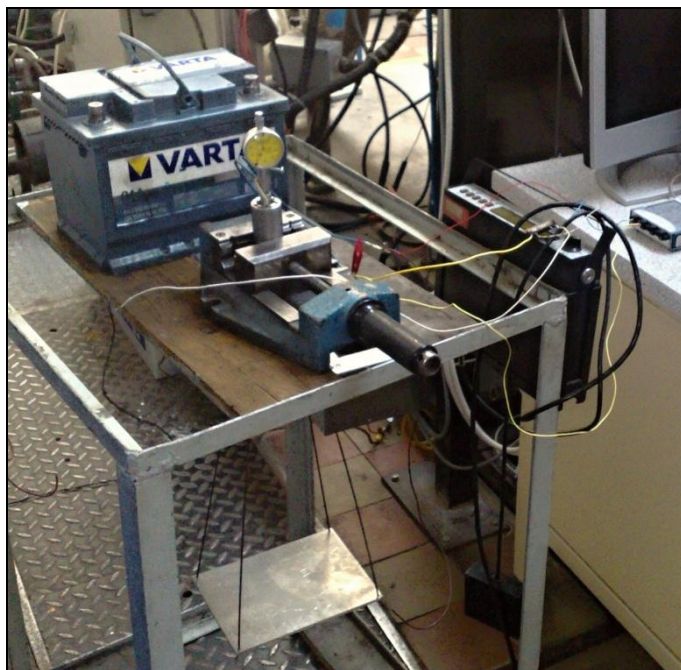
Pro odměření sil přitažného elektromagnetu bylo potřeba vyrobit několik přípravků potřebných pro realizaci měření.

1. Nástavec hrotu číslíkového úchylkoměru
2. Držák číslíkového úchylkoměru
3. Tělo injektoru se stavěcím šroubem jehly
4. Nástavec na jehlu pro připevnění zátěže

Nejprve bylo třeba vyrobit držák a hrot číslíkového úchylkoměru pro správné změření zdvihu jehly. Na hrot úchylkoměru byl použit ocelový drát o průměru 2mm, který byl na jednom konci opatřen závitem pro připevnění k číslíkovému úchylkoměru. Držák byl zhotoven z tyče o průměru 14 mm s průchozím otvorem pro hrot. Držák je opatřen na jednou konci trubkovým závitem pro připojení k tělu injektoru a druhý je opatřen osazením se stavěcím šroubem pro číselníkový úchylkoměr. Výrobní výkres držáku je součástí výkresové dokumentace, příloha č. 7.

Velikost zdvihu byla odměřena na všech injektorech. Tělo bylo pro lepší stabilitu upnuto ve svěráku. Držák úchylkoměru byl našroubován na trubkový závit injektoru. Hrot úchylkoměru byl zhotoven, tak aby prošel skrz držák, zúžení v elektromagnetu a vinutí pružiny a dosedl do vybrání v jehle. Ručičkový úchylkoměr byl usazen ve vybrání v držáku a pro správnou polohu byl dotažen pomocí stavěcího šroubu. Napájení elektromagnetu bylo připojeno na zdroj s napětím 12 V. Po sepnutí elektromagnetu byla odečtena výchylka na číslicovém úchylkoměru. Odměřený zdvih jehel byl 0,5 mm.

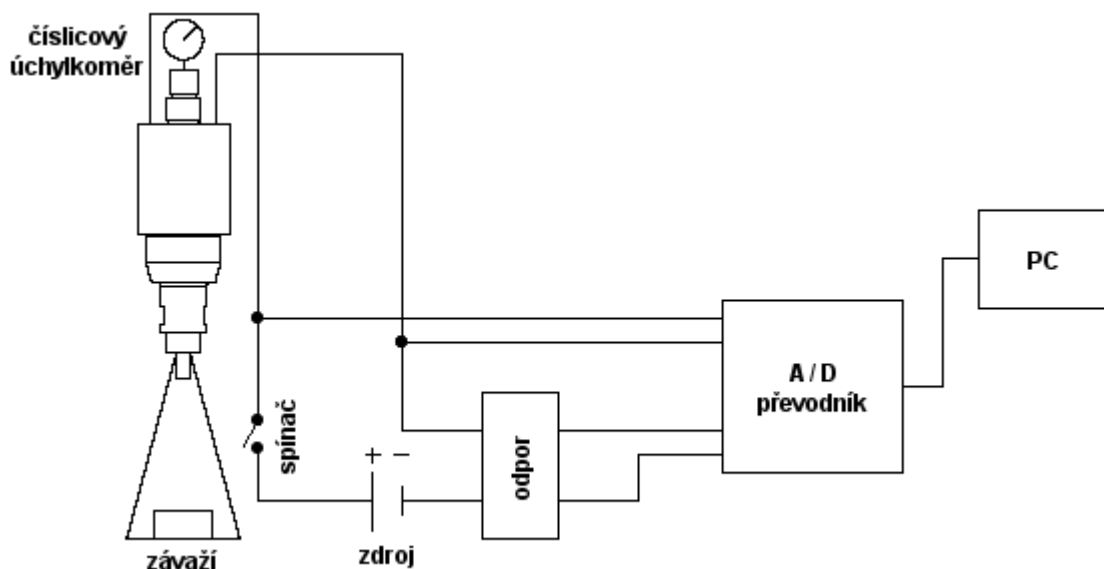
Pro odměření sil elektromagnetu bylo nutné injektor demontovat a jehlu s elektromagnetem vložit do těla přípravku se stavěcím šroubem umožňující nastavení zdvihu jehly při měření (výkresová dokumentace, příloha č. 8). Na jehlu byl připevněn nástavec pro zavěšení desky, na kterou se přikládalo kalibrované závaží. Nástavec s deskou pro závaží měl hmotnost 0,421 kg. Výrobní výkres nástavce na jehlu je součástí výkresové dokumentace, příloha č. 9.



Obr. 19 Měření vlastností elektromagnetu

Před změřením sil elektromagnetu bylo tělo upevněno za vybrání do svěráku a uchyceno na stole viz obrázek č. 19. Jehla injektoru byla ustanovena do základní polohy pomocí stavěcího šroubu a úchylkoměru. Na jehlu byl připevněn nástavec s deskou pro zátěž. Elektromagnet byl napájen ze zdroje (baterie) s napětím 12 V s řazeným odporem 1 Ohm.

K sepnutí obvodu docházelo pomocí ručního spínače. Snímání signálu se provádělo přes A/D převodník (analog/digitální) napojený na počítač s programem LabView 7.1. Schéma zapojení je patrné na obrázku č. 20.

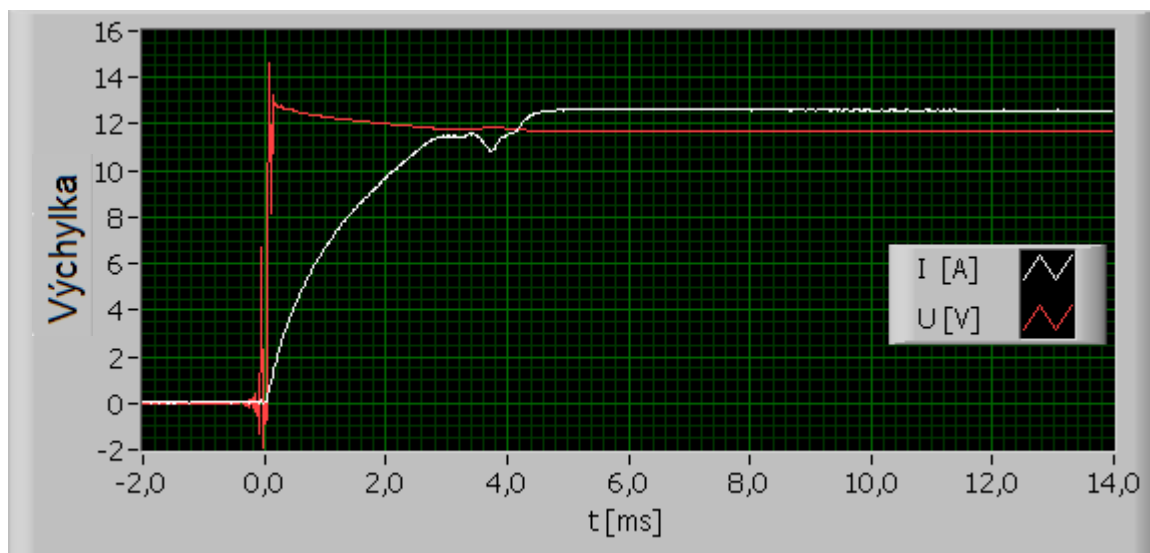


Obr. 20 Schéma zapojení při měření sil elektromagnetu

Měření se provedla ve dvou polohách zdvihu jehly. První poloha byla ve vzdálenosti 0,5 mm (poloha jehly odpovídá základní uzavřené poloze jehly, dosedající na ventil) a druhé ve vzdálenosti 0,2 mm.

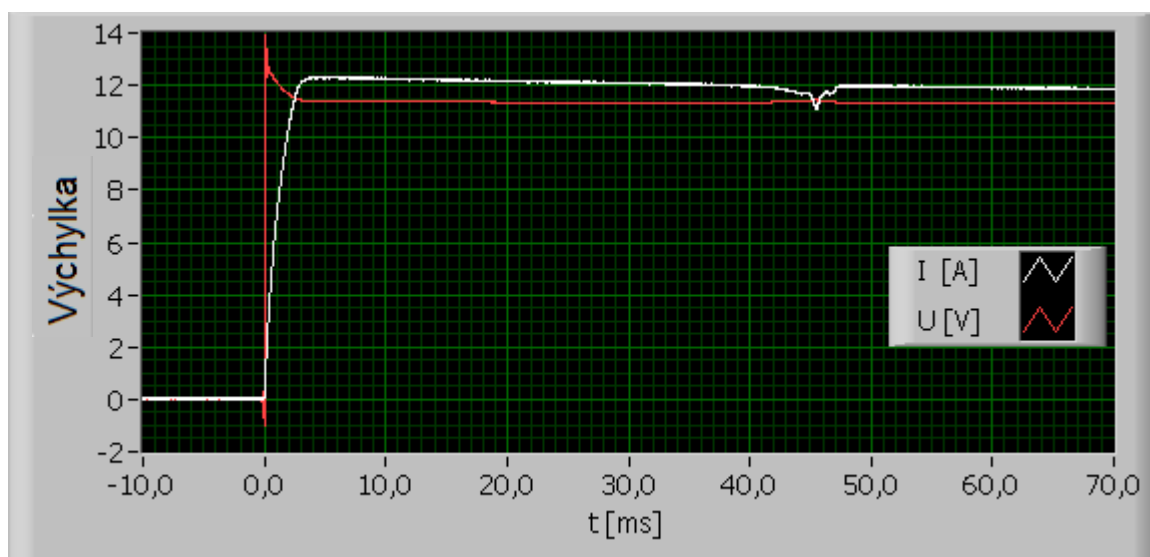
První kontrolní měření se záznamem proběhlo se závažím o hmotnosti 0,5 kg. Zde se ověřilo zapojení obvodu a kontrola naměřených dat. Z přiloženého grafu (obrázek č. 21) je patrný nárůst proudu s náhlým poklesem v čase měření 3,8 ms. Toto místo s poklesem proudu značí dosednutí přitažné kotvy k elektromagnetu.





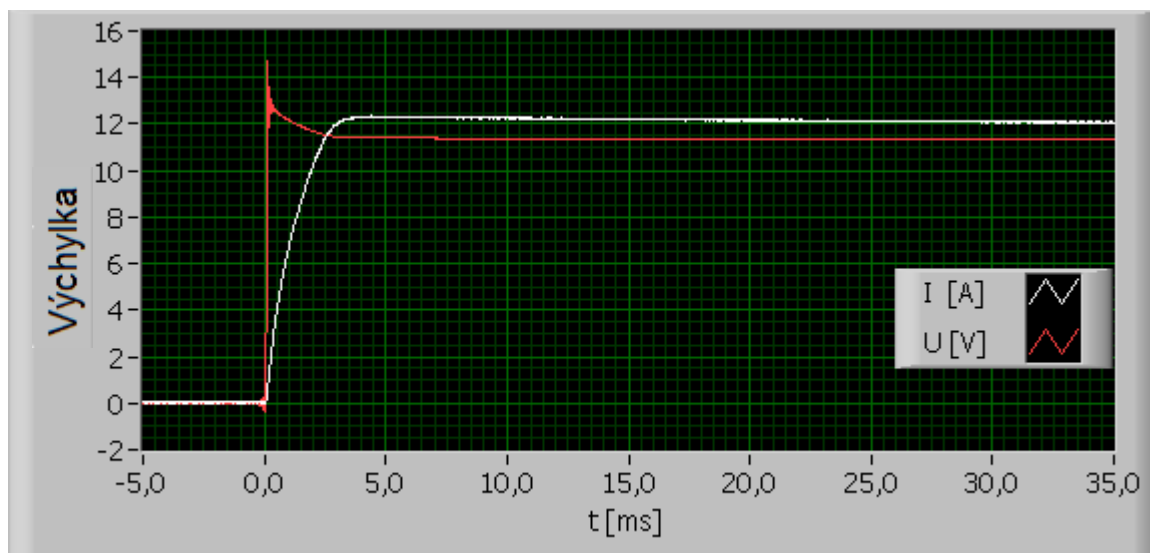
Obr. 21 Graf naměřených data z prvního měření elektromagnetu

Na dalším grafu (obrázek č. 22) je znázorněn záznam proudové křivky pro maximální zátěž, kterou byl elektromagnet schopen přitáhnout při daném zdvihu jehly. Zde dochází k velkému nárůstu času potřebného pro přitažení kotvy.



Obr. 22 Data při max. zátěži elektromagnetu, kterou je schopen přitáhnout

Na posledním záznamu (obrázek č. 23) již elektromagnet není schopen vyvinout dostatečnou přitažnou sílu pro zvednutí dané hmotnosti závaží.



Obr. 23 Data při přetížení elektromagnetu

Při vzdálenosti jehly 0,5 mm bylo změřeno, že elektromagnet dokáže nadzvednout zátěž o hmotnosti 4,5 kg a při vzdálenosti 0,2 mm je to 9,8 kg.

Sběr dat při měření probíhal se vzorkovací frekvencí 50 KHz po dobu jedné sekundy.

### 2.7.1 Základní výpočty elektromagnetu

Hodnoty potřebné pro výpočet vlastností elektromagnetu jsou uvedeny v tabulce č. 8.

Veličina	Označení	Hodnota	Jednotky
Napětí	U	12	[V]
Vzdálenost kotvy 1	$x_1$	0,5	[mm]
Vzdálenost kotvy 2	$x_2$	0,2	[mm]
Vložený odpor	$R_o$	1	[ $\Omega$ ]
Hmotnost závaží 1	$m_1$	4,5	[kg]
Hmotnost závaží 2	$m_2$	9,8	[kg]
Gravitační zrychlení	g	9,81	[ $\text{ms}^{-2}$ ]
1/2 plochy průřezu jádra elektromagnetu	$S_e$	89	[ $\text{mm}^2$ ]
Permeabilita vzduchu	$\mu_0$	$4\pi \cdot 10^{-7}$	[ $\text{NA}^{-2}$ ]
Permeabilita vodíku	$\mu_{H2}$	$1,2566 \cdot 10^{-6}$	[ $\text{NA}^{-2}$ ]

Tab. 8 Přehled známých hodnot pro výpočet elektromagnetu

Výpočet sil, které zatěžují jehlu, dostaneme ze vztahu:

$$F = m \cdot g \quad (4)$$

po dosazení dostaneme vztahy:

$$F_1 = m_1 \cdot g \Rightarrow F_1 = 44[N]$$

$$F_2 = m_2 \cdot g \Rightarrow F_2 = 96[N]$$

Výpočet napájecího proudu elektromagnetu vypočítáme podle vztahu:

$$U = R_o \cdot I \Rightarrow I = \frac{12}{1} = 12[A] \quad (5)$$

Vykonaná práce elektromagnetu je:

$$W_p = \frac{1}{2} \cdot H \cdot B \cdot V \Rightarrow dw_p = \frac{1}{2} \cdot H \cdot B \cdot S_c \cdot dx \quad (6)$$

Obecný vztah pro výpočet práce můžeme psát:

$$dA = F \cdot dx \quad (7)$$

Vyjádřením síly ze vzorců č. 5 a 6 dostaneme vztah:

$$F = \frac{1}{2} \cdot H \cdot B \cdot S_c \quad (8)$$

Intenzitu magnetického pole vyjádříme jako:

$$H = \frac{B}{\mu_0} \quad (9)$$

Sílu magnetického pole pro poloviční plochu průřezu elektromagnetu dostaneme vyjádřením z rovnic č. 8 a 9:

$$F = \frac{B^2 \cdot S_c}{2 \cdot \mu_0} = \frac{B^2 \cdot S_e}{\mu_0} \quad (10)$$

Po rozepsání a vyjádření jednotlivých sil můžeme vzorec č. 10 upravit do tvaru:

$$\frac{B_1}{B_2} = \sqrt{\frac{F_1}{F_2}} \quad (11)$$

Magnetické pole tvořené proudem vyjádříme vztahem:

$$N \cdot I = H_z \cdot l_z + H_v \cdot 2x \quad (12)$$

pro zjednodušení můžeme daný výraz přepsat do tvaru:

$$A = \frac{l_z}{\mu_z} \quad (13)$$

$$N \cdot I = \frac{B}{\mu_0} \cdot (A + 2x) \quad (14)$$

Vzorec č. 14 rozepíšeme pro jednotlivé vzdálenosti kotvy a magnetické indukce. Dosazením do vzorce č. 11 a jeho úpravou můžeme vztah vyjádřit jako poměr magnetických indukcí:

$$\frac{B_1}{B_2} = \frac{(A + 2x_2)}{(A + 2x_1)} = \frac{\sqrt{F_1}}{\sqrt{F_2}} \quad (15)$$

Ze vztahu 15 můžeme vyjádřit:

$$A = 2 \cdot \frac{x_2 \cdot \sqrt{F_2} - x_1 \cdot \sqrt{F_1}}{\sqrt{F_1} - \sqrt{F_2}} \Rightarrow A = 8,576 \cdot 10^{-4}$$

Dosazením a úpravou vztahů č. 10 a 14 dostaneme vztah pro výpočet závitů vinutí elektromagnetu:

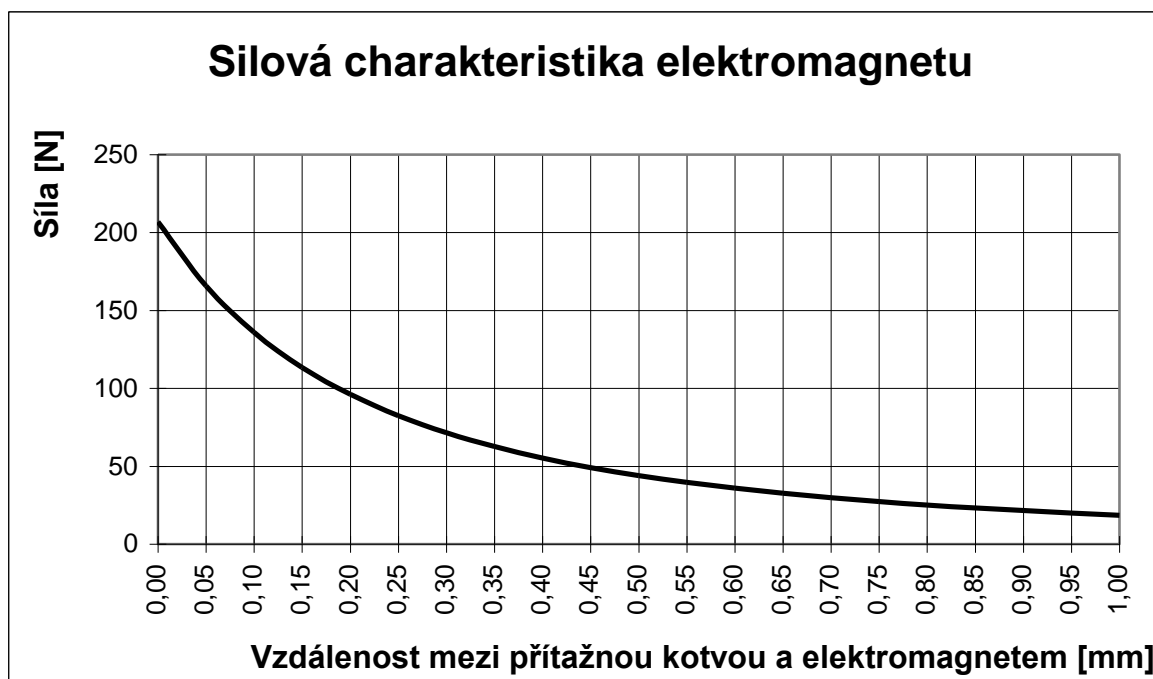
$$N \cdot I = \sqrt{\frac{F_1}{\mu_0 \cdot S}} \cdot (A + 2x_1) \Rightarrow N \approx 97 \quad (16)$$

Vyjádřením a zjednodušením vztahu č. 16 dostaneme přibližný vztah síly na zdvihu:

$$F = \left( \frac{6,155}{0,428 + y} \right)^2 \Rightarrow [N, mm] \quad (17)$$

V tomto vzorci je bráno  $y$  jako vzdálenost přídržné kotvy od elektromagnetu a je bráno v mm.

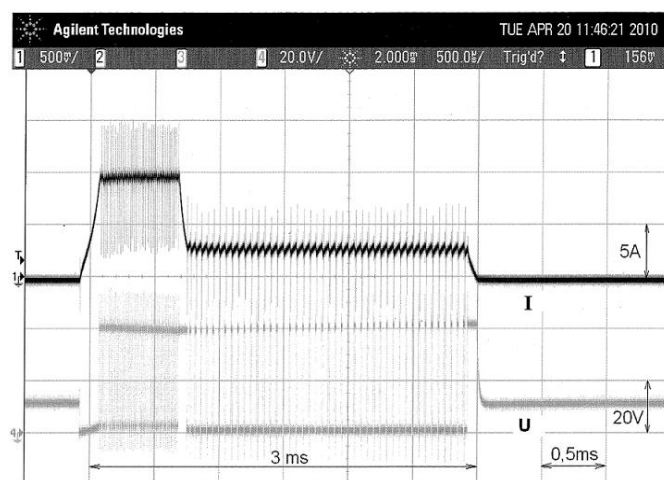
Ze vzorce č. 17 vypočítáme silovou charakteristiku elektromagnetu pro jednotlivé vzdálenosti přitažné kotvy od elektromagnetu. Silová charakteristika elektromagnetu je znázorněna na obrázku č. 24.



Obr. 24 Graf silové charakteristiky elektromagnetu

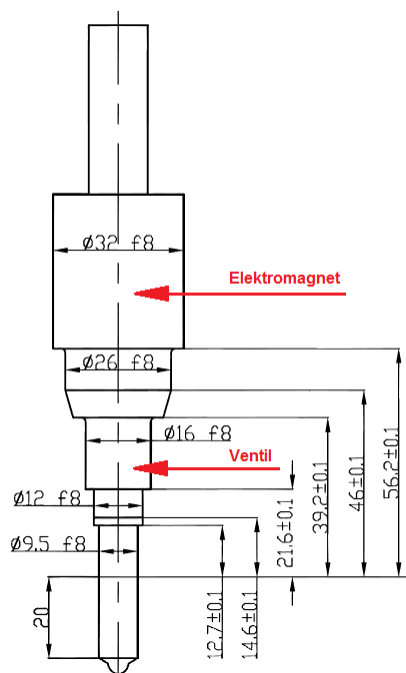
Z výsledků silové charakteristiky vyplývá, že při konstantním proudu 12 A není elektromagnet schopen nadzvednout jehlu. Při maximálním tlaku paliva v injektoru a přesném dosednutí jehly na ventil musí elektromagnet vyvinout přitažnou sílu kolem 103 N, a dále je nutné připočítat síly potřebné pro překonání třecích sil, dynamické síly působící proti směru zrychlení a sílu odporu prostředí.

Výrobce udává, že pro rychlé otevření vstřikovače se může napětí zvýšit až na 90V. Toto zvýšení není patrné na PWM signálu z řídicí jednotky. Ukázkou PWM signálu znázorňuje obrázek č. 25.



Obr. 25 Ukázka PWM signál z řídicí jednotky

### 3 Návrh vlastního injektoru

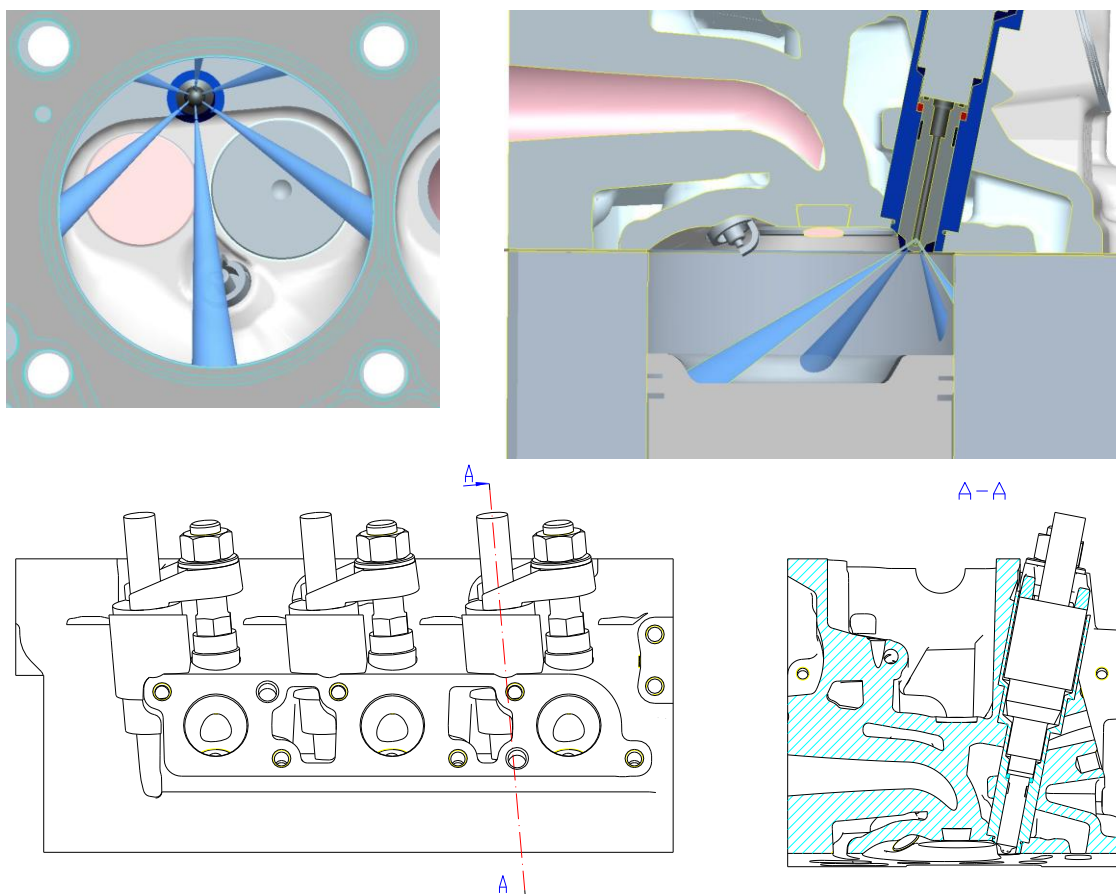


Obr. 26 Vnější rozměry injektoru Hoerbiger

Při návrhu vlastního řešení injektoru bylo nutno vyřešit několik omezení v zadání. Mezi hlavní omezení patřilo zástavbové omezení v hlavě motoru ŠKODA AUTO a.s. AWY 1,2 dm<sup>3</sup>. Limity byly dány rozměry předchozí generace injektoru (obrázek č. 26) a jeho zástavbou v hlavě motoru. Dále bylo potřeba použít delší nastavbu trysek s danými rozměry výtokových otvůrků. Parametry injektoru musí splňovat požadavky motoru a to na dávku paliva a časy otevření, tyto parametry mají na starosti elektromagnet s ventilem.

#### 3.1 Popis parametrů motoru

Jedná se o sériově vyráběný kapalinou chlazený zážehový motor ŠKODA AUTO a.s. 1,2 dm<sup>3</sup>. Základní parametry motoru jsou uvedeny v tabulce č. 9. Jde o řadový tříválcový motor s dvěma ventily na válec. Ventily jsou ovládány pomocí vahadel a vačkového hřídele uloženého v hlavě válců (OHC). Vačkový hřídel je poháněn řetězem z klikového hřídele. Blok a hlava válců jsou zhotoveny z hliníkové slitiny. Zkušební motor používaný v laboratořích katedry KVM byl upraven pro přímou injektáž plynných paliv se zachováním původních parametrů. Umístění injektoru v hlavě válců je znázorněno na obrázku č. 27.



Obr. 27 Umístění vysokotlakého injektoru v hlavě spalovacího motoru [10]

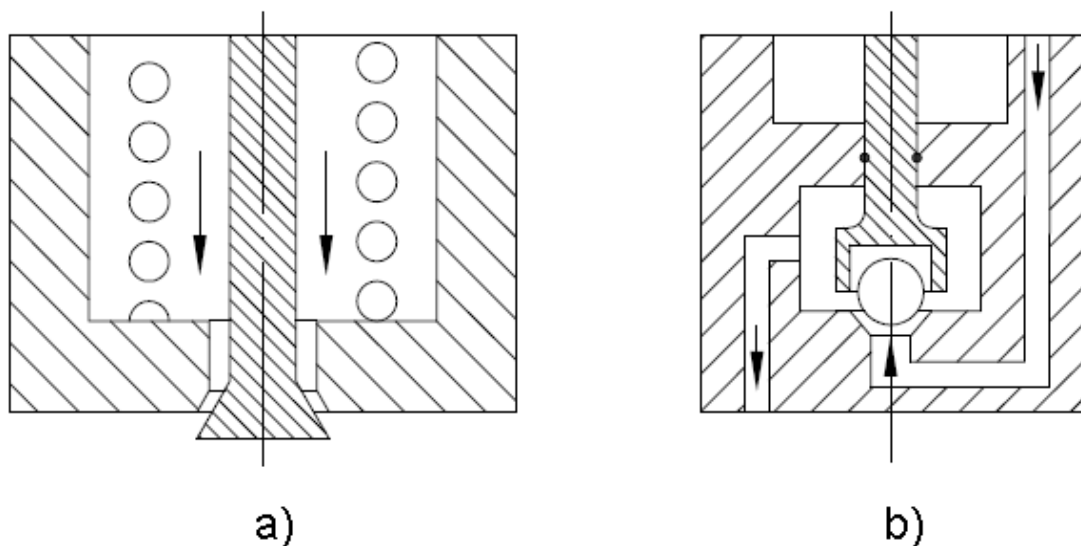
Kód motoru	AWY
Počet válců	3
Počet ventilů na válec	2
Obsah	1198 cm <sup>3</sup>
Vrtání	76,5 mm
Zdvih	86,9 mm
Kompresní poměr	10,3 : 1
Max. výkon	40 kW při 4750 min <sup>-1</sup>
Max. krouticí moment	106 Nm při 3000 min <sup>-1</sup>
Řídící jednotka motoru	Simos 3PD (vícebodové vstřikování)
Palivo	bezolovnatý benzín s okt. č. 95 (je možno použít i benzín s okt.č. 91, ale výkon motoru bude nižší)
Emisní norma	EU 4

Tab. 9 Technické parametry motoru

### 3.2 Navrhnuté vlastní varianty injektoru

Při návrhu vlastní konstrukce bylo předmětem řešení, jak nejlépe zabránit působení zpětného tlaku spalin na součásti injektoru. Bylo vycházeno ze studií publikací z konferencí především z 1<sup>st</sup> International Symposium on Hydrogen Internal Combustion Engines”, 2006 Graz.

První návrh uzavíracího ventilu s jehlou představovalo řešení trysky s otevíráním ven viz obrázek č. 28 a). Výhodou tohoto řešení je, že ventil umožňuje dobré odměřování paliva, dostatečně velký průtok a zároveň zabraňuje pronikání spalin do injektoru při nízkém tlaku paliva.



Obr. 28 Návrh ventilu s vyznačením proudění paliva

Nevýhodou této konstrukce ventilu je, že příslušný elektromagnet musí překonávat vyšší uzavírací sílu pružiny. Pružina musí být dimenzovaná na rozdílné tlaky uvnitř injektoru (20 – 120 barů) a sílu potřebnou k bezpečnému uzavření ventilu (utěsnění paliva uvnitř injektoru). To s požadovanou průtočnou plochou vede k velkým silám, které musí vyvinout elektromagnet pro otevření a dobu injektáže paliva. Takovéto síly jsme schopni překonat použitím piezo-elektrického ovládání, které z tabulky č. 2 je schopno vyvodit velké síly ale malé zdvihy jehly. Pro zvětšení zdvihu by šlo použít páky, ale pro komplikovanost konstrukce jen velmi těžko vyrobitelné a spolehlivé. Navíc je ventil přímo vystaven působení teplot od spalin, což může zkracovat jeho životnost.

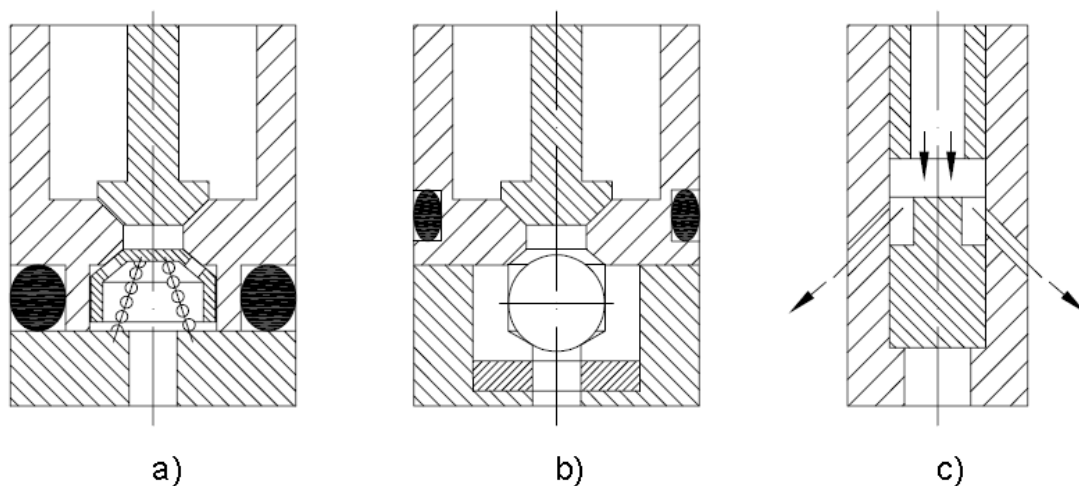


Návrh z obrázku č. 28 b) pracuje na podobném principu a se stejnými vlastnostmi jako předchozí jen s tím rozdílem, že palivo je přiváděno pod uzavírací kuličku.

Z těchto důvodů vyplývá použití ventilu s jehlou otevírající se dovnitř. Jehla otevírající se dovnitř má tu výhodu, že v uzavřeném stavu je přitlačována do sedla tlakem paliva v injektoru a při nadzvednutí jehly proudící palivo pomáhá k silovému odlehčení elektromagnetu.

Zde máme na výběr ze dvou variant řešení těsnící plochy a to ploché nebo kuželové. Kuželové sedlo je výhodnější na výrobu v dílnách katedry KVM, kdy jednotlivé díly (jehla a ventil) se mohou vzájemně zabrousit (zalapovat) pro dosažení dokonalé těsnící plochy. Další výhodou je menší náchylnost na usazování nečistot na dosedací ploše. Nevýhodou kuželového sedla je vznik suchého tření při zavírání jehly.

Tepelnému namáhání jehly, utěsnění tlaků a nečistot od spalín jde zabránit použitím jednosměrného ventilu. Jednotlivé varianty řešení jednosměrných ventilů jsou vyobrazeny na obrázku č. 29.



Obr. 29 Návrh zpětných ventilů

Na obrázku 29 a) je znázorněn jednosměrný ventil s použitím kuželového členu. Zpětný ventil je přidržován v uzavřené poloze pomocí pružiny. Při aktivaci elektromagnetu dojde k nadzvednutí jehly a tlak paliva působící na plochu kuželového ventilu překoná sílu pružiny držící zpětný ventil uzavřený. Palivo prochází skrz otvory v kuželce a je vstříkováno do spalovacího prostoru. Jakmile poklesne tlak paliva, dojde k uzavření

ventilu. Tím zabráníme případnému tlaku spalin proniknout do injektoru. Tato varianta je možná i s použitím kuličkového zpětného ventilu s pružinou. Nevýhodou této varianty s pružinou je samotná pružina. Rozmezí tlaků uvnitř injektoru je od 20 do 120 barů při přepočtu na danou plochu zpětného ventilu. Při nejnižším možném tlaku paliva dostáváme velmi malé síly pro případné otevření ventilu, z toho plyne (pomocí vzorců č. 1 a 2 pro výpočet pružiny), že průměr drátu pružiny bude velmi malý. Působením tepla by se mohl vyžíhat a ztratit své vlastnosti a funkčnost.

Na obrázku 29 b) je znázorněn zpětný kuličkový ventil. Při otevření jehly je pomocí proudícího paliva přitlačován do dorazu, kde nebrání v obtečení paliva do spalovacího prostoru. Při spalování směsi ve spalovacím prostoru dojde k rychlému nárůstu tlaku. Proudící spaliny jsou přiškrnceny pod zpětným ventilem a dochází k samočinnému uzavření ventilu dříve než k jeho obtečení. Výhodou kuličkového ventilu oproti kuželovému (platí i pro variantu a) je jeho stabilita. Kuželový ventil potřebuje delší vedení, aby nedošlo k možnému vzpříčení ventilu.

Ventil zobrazený na obrázku 29 c) je určený pro použití v trysce injektoru. Palivo je vstříkováno pomocí otvorů nad akčním členem (váleček nebo kulička). Zavírá se pomocí spalin přicházejících přímo pod akční člen. Nevýhodou tohoto typu je rozměrový zásah do spalovacího prostoru a ovlivnění geometrie výtokových paprsků paliva.

Po zhodnocení návrhů variant otevírání jehel odměřujících palivo s ventilem byl vyvozen závěr pro použití jehly otevírající se dovnitř do injektoru s použitím samouzavíracího kuličkového zpětného ventilu viz obrázek 29 b). Tento druh zpětného ventilu byl použit a spolehlivě odzkoušen při výzkumu přímé injektáže vodíku a zemního plynu v laboratoři motorů TUL v letech 2000 – 2010 v nízkotlakých systémech 10 bar. [14]

### **3.3 Návrh ovládacího členu injektoru**

Při návrhu ovládacího členu injektoru bylo vycházeno z porovnání průtokového množství injektoru Hoerbiger předchozí generace s vlastním návrhem. Průtočné množství paliva je závislé na průtočné ploše, která je dána tvarem použitého ventilu a příslušným zdvihem jehly. Pro použití injektoru jako alternativy ke zkušebním vzorkům firmy Hoerbiger, které

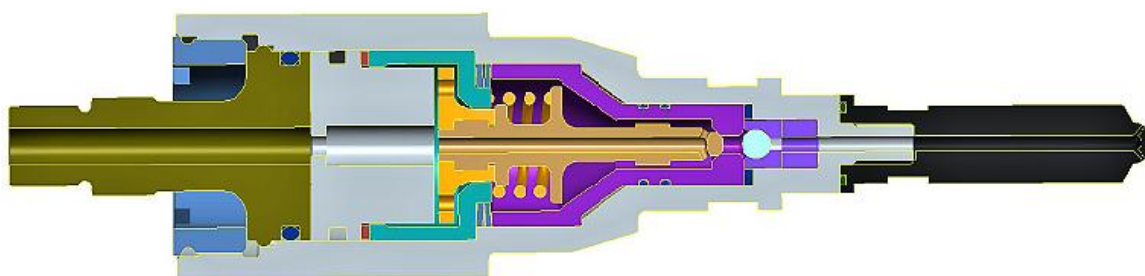
používají ploché sedlo se zdvihem 0,5 mm, byl navržen injektor s kuželovým sedlem. Při zvolení kuželového sedla se zachováním stejných rozměrů je průtočná plocha menší než u původního návrhu. Proto je třeba pro konstrukci použít větší průměr sedla či zdvihu. Toho lze dosáhnout jedině silnějším akčním členem. Na výběr máme piezo-elektromagnet, který je sice silnější, ale má malý zdvih nebo elektromagnet, který je slabší, ale má velké zdvihy.

Elektromagnety nabízené výrobcí na internetu disponují při požadovaném průměru (nesmí se překročit vnější rozměry předchozí generace injektoru) menší přídržnou silou než původně použitý elektromagnet. Při nulové mezeře mezi kotvou a elektromagnetem, který má vnější Ø 25 mm, běžně nabízené elektromagnety dosahují přídržné síly 150 N. Elektromagnety firmy Schramme, při použití jejich vlastní přídržné kotvy, vyvíjí při daných rozměrech přídržné síly 220 N (napětí 24 V) a při běžném materiálu (pozinkovaný plech) je to jen 150 N. Další údaje výrobce neudává.

V důsledku těchto závěrů bylo rozhodnuto použít nepoškozené stávající elektromagnety, u kterých známe jejich přibližně změřenou silovou charakteristiku a potřebné síly při zdvihu 0,5 mm.

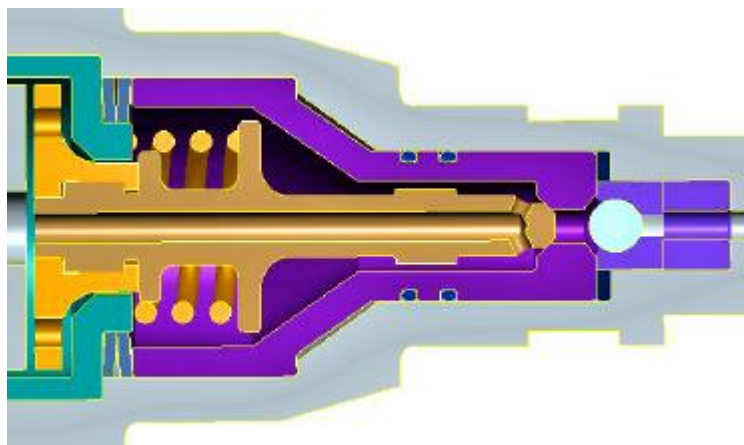
### 3.4 Konstrukční návrh

První návrh injektoru proběhl v programu ProEngineer. Tento program umožňuje 3D modelování těles s kdykoliv modifikovatelnými rozměry pouhou změnou příslušné kóty. To umožní pozdější rychlou změnu rozměrů po optimalizaci.



Obr. 30 Návrh nového injektoru s řezem zpětného ventilu

Na obrázku č. 30 je patrné vnitřní uspořádání komponent injektoru. Na detailním snímku obrázek č. 31 je znázornění umístění pružiny a tvar jehly se zpětným ventilem.



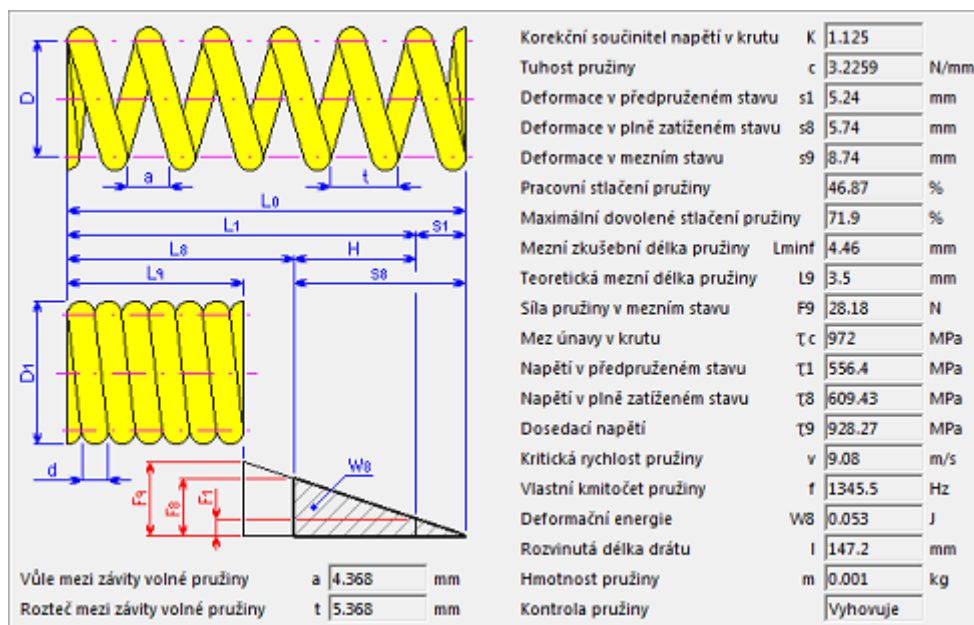
Obr. 31 Detail jehly se zpětným ventilem

### 3.5 Návrh pružiny

Při návrhu pružiny se vycházelo ze silového působení daného elektromagnetu v krajních polohách. V uzavřeném stavu jehly musí elektromagnet vyvinout sílu pro odtržení jehly od ventilu a v horní poloze, kdy kotva dosedne na elektromagnet, poklesne proud na přídržnou hodnotu. Ze změřených dat předchozí pružiny známe maximální sílu v krajní poloze, hodnota síly je 18,9 N. Proto při návrhu nové pružiny bylo vycházeno ze silového rozboru zahrnující jinou plochu pod jehlou, tlak spalin a tlak paliva. Umístění pružiny bylo posunuto pod doraz jehly, který udává, i minimální rozměr vnitřního průměru pružiny viz obrázek č. 31. Zdvih jehly zůstal 0,5 mm. Návrh pružiny byl proveden v programu MechSoft V4 viz obrázek č. 32.

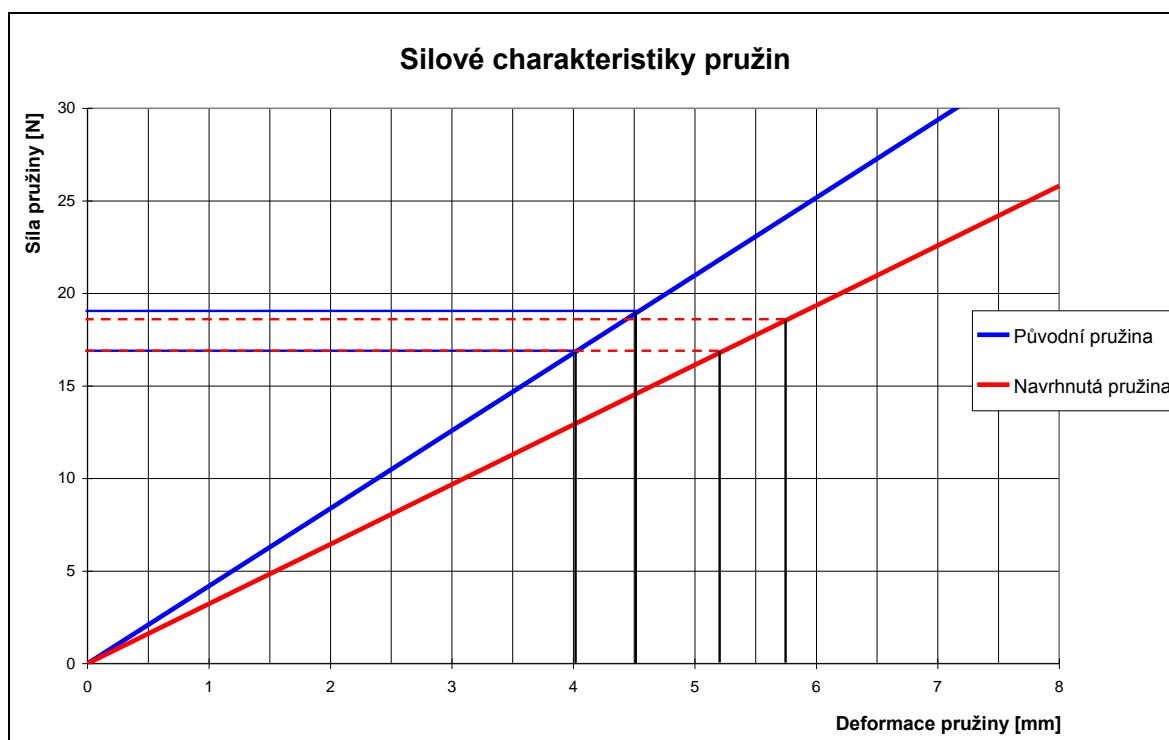
<b>Zatížení pružiny</b> Minimální pracovní síla F1 16.89 N Maximální pracovní síla F8 18.5 N		
<b>Rozměry pružiny</b> Průměr drátu d 1 mm Délka volné pružiny L0 12.235 mm Vnější průměr D1 12.5 mm Střední průměr D 11.5 mm Vnitřní průměr D2 10.5 mm Poměr vlnutí i 11.5		
<b>Závity pružiny</b> Závěrných závitů nz 2 Obrobených závitů zo 1.5 Zaokrouhlení počtu závitů 1 Počet činných závitů n 2 Smysl vlnutí Pravý		
<b>Dynamické namáhání</b> Nekuličkové pružiny Životnost pružiny v tisících cyklů N > 10000 Součinitel bezpečnosti kf 1.2		
<b>Provedení a montážní rozměry pružiny</b> Vedené uložení - rovnoběžně obrobené doseda Délka předpružené pružiny L1 7 mm Délka plně zatížené pružiny L8 6.5 mm Pracovní zdvih H 0.5 mm		
<b>Materiál pružiny</b> Zúšlechťený z nelegované oceli Mez pevnosti v tahu $\sigma_{pt}$ 1620 MPa Mezní dovolené napětí v krutu $\tau_D$ 972 MPa Modul pružnosti ve smyku G 78500 MPa Hustota $\rho$ 7850 kg/m <sup>3</sup> Součinitel využití materiálu us 0.9		

Obr. 32 Návrh pružiny v programu MechSoft



Obr. 33 Kontrola hodnot pružiny

Na obrázku č. 34 jsou porovnány charakteristiky pružin. Maximální síla pružiny F8 byla zvolena na 18,5 N. Vnitřní průměr pružiny  $D_2 = 10,5$  mm. Zástavbový prostor pružiny je vysoký 7 mm při uzavřené jehle.



Obr. 34 Graf silových charakteristik pružin

### 3.6 Stanovení hmotnostního toku paliva injektorem

Po odměření rozměrů předchozí generace injektoru byla data použita pro přepočet a porovnání výsledků navržených dat k novému injektoru.

Rozměry sedla nového injektoru jsou vypočítány z maximální síly elektromagnetu, maximálního provozního tlaku paliva a síly pružiny. Z tabulky č. 6 vyplývá, že elektromagnet musí vyvinout sílu kolem 103 N. Rozhodujícím faktorem ovlivňující konstrukci nového ventilu je tlak paliva uvnitř injektoru. Nový injektor je konstruovaný na maximální tlak 120 barů, oproti předchozí generaci, která má max. vstupní tlak 150 barů. Pomocí vzorce č.3 vypočítáme plochu, ze které vyjádříme průměr dosedajícího dříku jehly.

$$p = \frac{F}{S} \Rightarrow S = \frac{F}{p} = \frac{85}{12} = 7,08 \text{ mm}^2$$

$$S = \frac{\pi \cdot d^2}{4} \Rightarrow d = \sqrt{\frac{4 \cdot S}{\pi}} \cong 3 \text{ mm}$$

Z dosedacího průměru dříku stanovíme průměr ventilu, kterým bude proudit palivo z injektoru. Průměr ventilu volíme s ohledem na délku těsnicí plochy kuželového ventilu. Hodnota průměru ventilu byla zvolena 2 mm.

Pro výpočet hmotnostního průtoku injektorem vycházíme z teorie proudění ideálního plynu otvorem (clonkou).

Vycházíme ze základních rovnic a to ze stavové rovnice ideálního plynu:

$$p \cdot v = \frac{p}{\rho} = r \cdot T \quad (18)$$

a rovnice kontinuity:

$$\dot{m} = S \cdot \rho \cdot v = \text{konst.} \quad (19)$$

při zanedbání vnitřního tření můžeme předpokládat izoentropické proudění:

$$\frac{p}{\rho^\kappa} = \text{konst.} \quad (20)$$

dosadíme hustotu z rovnice izoentropy:

$$\frac{p_2}{p_1} = \left( \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)^\kappa \Rightarrow \rho_2 = \rho_1 \cdot \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{1}{\kappa}} \quad (21)$$

z rovnice ideálního plynu vyjádříme hustotu:

$$p \cdot v = \frac{p}{\rho} = r \cdot T \Rightarrow \rho_1 = \frac{p_1}{r \cdot T_1} \quad (22)$$

a rychlost ve výstupním průřezu z rovnice Saint Vénant-Wantzelovy:

$$v_{c2} = \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{p_1}{\rho_1} \cdot \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}} \right]} \quad (23)$$

po dosazení a úpravě dostáváme:

$$\dot{m} = S \cdot p_1 \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa}{\kappa - 1} \cdot \frac{1}{r \cdot T_1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad (24)$$

tuto rovnici můžeme upravit zavedením výtokového součinitele:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[ \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left( \frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa}} \right]} \quad (25)$$

hmotnostní průtok se pak upraví do tvaru:

$$\dot{m} = S \cdot p_1 \cdot \psi \cdot \sqrt{\frac{2}{r \cdot T_1}} \quad (26)$$

Tento tvar hmotnostního průtoku platí pouze pro podkritické proudění. Pro kritické proudění je výtokový součinitel roven výrazu:

$$\psi_k = \sqrt{\frac{\kappa}{2} \cdot \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa + 1}{\kappa - 1}}} \quad (27)$$

Výtokový součinitel je funkcí Poissonovy konstanty a tlakového poměru. Tlakový poměr je založen na porovnání výstupního a vstupního tlaku. A je určen vztahem:

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} \quad (28)$$

pro kritický poměr tlaků platí vztah:

$$\beta_k = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (29)$$

proudění v průřezu bude kritické, když bude platit vztah:

$$\beta < \beta_k \quad (30)$$

jinak proudění bude podkritické.

### 3.7 Stanovení spotřeby paliva při určitých režimech jízdy

Výpočet spotřeby vodíku a CNG vychází ze spotřeby paliva pro motor ŠKODA AUTO a.s. 1,2 HTP. Z grafu odečítáme spotřebu paliva pro různé otáčky motoru.

Název		Označení	Hodnota	Jednotky
Výhřevnost	Vodík	$Hu_{H_2}$	119	[MJ/kg]
	CNG	$Hu_{CNG}$	49,5	
	Benzín95	$Hu_{95}$	43,2	
Hustota	Benzín95	$\rho_{95}$	750	[kg/m <sup>3</sup> ]

Tab. 10 Hodnoty potřebné pro výpočet

Pro přepočet spotřeby paliva se vycházelo ze základního vzorce pro výpočet efektivního výkonu.

$$Pe = Hu \cdot mp \cdot \eta_c \quad (31)$$

Celková účinnost je pro přepočet spotřeby paliva benzínu na spotřebu vodíku a CNG brána jako konstanta:

$$Pe = Hu_{95} \cdot mp_{95} \cdot \eta_c = Hu_{H_2} \cdot mp_{H_2} \cdot \eta_c$$

$$Pe = Hu_{95} \cdot mp_{95} = Hu_{H_2} \cdot mp_{H_2} = Hu_{CNG} \cdot mp_{CNG}$$

Výpočet hmotnostního toku paliva z hodinové spotřeby paliva:

$$mp_{95} = \frac{Mp_{95}}{3600} \cdot \rho_{95} \quad (32)$$

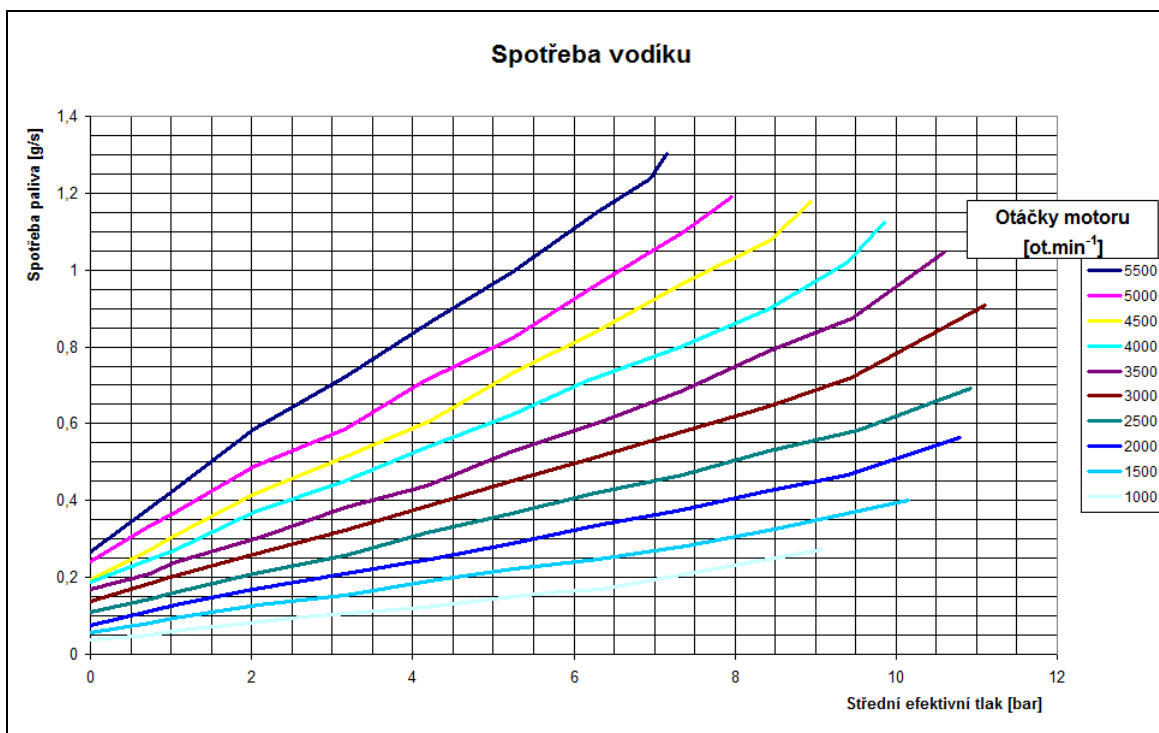
ze vzorce 31 můžeme vyjádřit měrnou spotřebu vodíku:

$$mp_{H_2} = \frac{Pe}{Hu_{H_2} \cdot \eta_c} = \frac{mp_{95} \cdot Hu_{95}}{Hu_{H_2}}$$

obdobně můžeme psát výpočtové vztahy pro CNG.

Výpočet spotřeby paliv vodíku a CNG je přiložen na CD v souboru „spotreba-paliva“.





Obr. 35 Graf spotřeby vodíku pro různé otáčky motoru

### 3.7.1 Kontrolní výpočet potřebné dávky paliva

Pro stanovení mezních hodnot potřebného množství paliva a doby vstřikování je brána maximální spotřeba paliva při maximálních otáčkách 5500 ot.min<sup>-1</sup> a minimální spotřeba paliva při volnoběžných otáčkách motoru. Data potřebná pro výpočet jsou v tabulce č. 11.

Název	Označení	Hodnota		Jednotky
Palivo		Vodík	CNG	
Univerzální plynová konstanta	R	8314		[J.kmol <sup>-1</sup> .K <sup>-1</sup> ]
Molární hmotnost	M <sub>mol</sub>	2	16	[kg.mol <sup>-1</sup> ]
Poissonova konstanta	k	1,4	1,33	[-]
Teplota paliva	T1	310	310	[K]
Spotřeba paliva při 5500 ot./min	mp <sub>(h2,CNG)/5500</sub>	1,302	3,145	[g.s <sup>-1</sup> ]
Spotřeba paliva při 1000 ot./min	mp <sub>(h2,CNG)/1000</sub>	0,038	0,091	[g.s <sup>-1</sup> ]

Tab. 11 Potřebné hodnoty pro výpočet

Měrná plynová konstanta:

$$r = \frac{R}{M_{mol}} \quad (33)$$

Pro výpočet hmotnostního toku paliva injektorem je nejprve nutné určit, o jaké proudění půjde. To zjistíme porovnáním výstupního ( $p_2$ ) a vstupního tlaku ( $p_1$ ) v injektoru pomocí vzorce č. 28. Výstupní tlak je určen tlakem ve válci. I při inekci tlakem paliva 20 barů se tlak ve válci v době inekce pohybuje v rozmezí 1,6 až 3 bary.

$$\beta = \frac{p_2}{p_1} = \frac{3}{20} = 0,15$$

dosazením do vztahu č. 29, vypočítáme kritický poměr pro jednotlivá paliva:

$$\beta_k = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} = 0,528(\text{vodík}), = 0,540(\text{CNG})$$

Porovnáním zjistíme, že se bude jednat vždy o proudění kritické.

#### Výpočet průtočných průřezů

Jedná se o průtočný průřez mezi jehlou a ventilem (sedlem). V případě průtoku paliva mezi jehlou a ventilem u původního injektoru Hoerbiger má sedlo průtočný průřez odpovídající tvaru pláště válce. Kde  $d_H$  značí průměr sedla a  $x_H$  zdvih jehly.

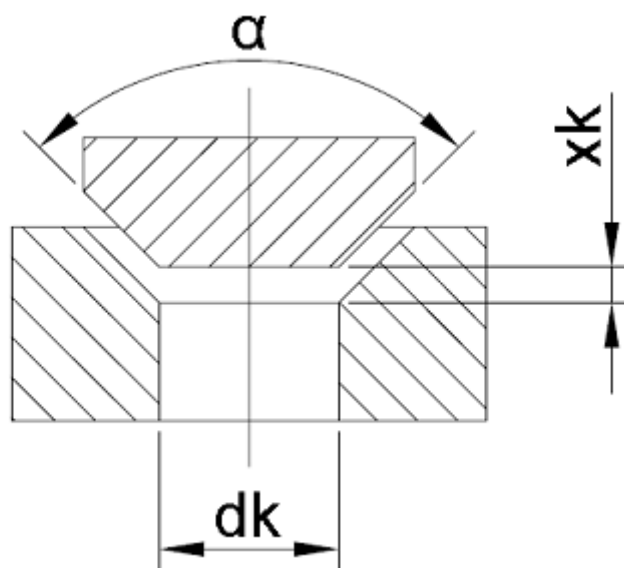
$$S_H = \pi \cdot d_H \cdot x_H \quad (34)$$

Jelikož průtočný průřez sedla ventilu je menší než průtočný průřez pláště válce, proto počítáme s průřezem odpovídajícím ploše kruhu.

$$S_H = \frac{\pi \cdot d_H^2}{4}$$

U nového návrhu injektoru průtočný průřez odpovídá tvaru pláště komolého kuželu viz obrázek č. 36. Jeho plochu vypočítáme ze vztahu č.35:

$$S_k = \pi \cdot x_k \cdot \sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) \cdot d_k \left(1 - \frac{x_k}{2 \cdot d_k} \cdot \sin \alpha\right) \quad (35)$$



Obr. 36 Rozměry kuželového průtočného sedla

Doba injektáže požadované dávky paliva se vypočítá z měrné spotřeby daného paliva pro jeden válec, maximálního hmotnostního toku paliva injektorem a příslušných otáček motoru:

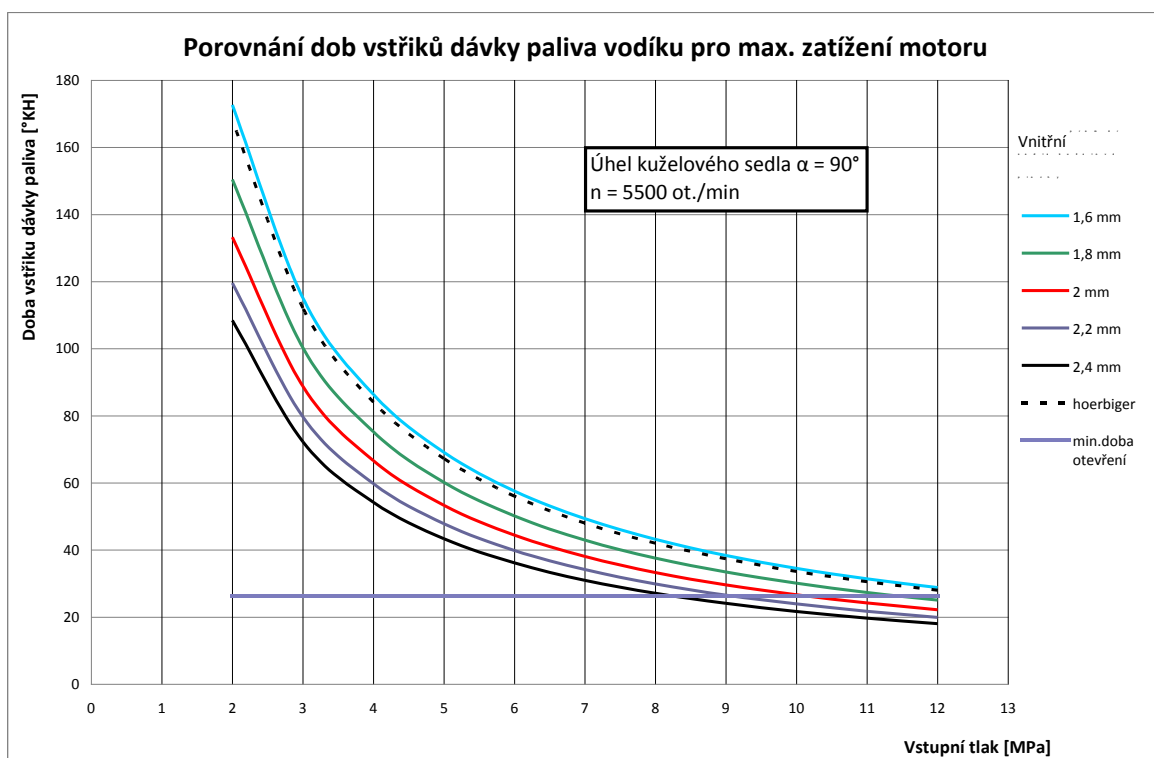
$$t_{inj} = \frac{\left( \frac{mp_{h2/5500}}{i_m} \right)}{\dot{m}} \cdot \frac{2 \cdot 60}{n_m} \quad (36)$$

Čas injektáže dané dávky můžeme převést na dobu vstřikování požadované dávky paliva ve stupních pootočení klikového hřídele:

$$^{\circ}KH = \frac{t_{inj} \cdot 360 \cdot n_m}{60} \quad (37)$$

Na obrázku č. 37 je znázorněná doba vstřiku potřebné dávky paliva pro jednotlivé tlaky injektáže. Navržený injektor s kužlovým sedlem vyznačený červenou barvou je v porovnání s původním injektorem Hoerbiger (černá čerchovaná) o něco lepší v porovnání času vstřikované dávky paliva.

Tento graf byl vytvořen jak pro maximální zatížení, tak i pro volnoběžné otáčky a jednotlivá paliva (vodík a CNG). Data jsou součástí přílohy na CD v souboru „spotřeba-paliva“.



Obr. 37 Graf porovnání dob vstřikování potřebné dávky paliva pro jednotlivé tlaky

### 3.8 Optimalizace návrhu pomocí simulace

K optimalizaci navrhnutého modelu injektoru byl použit matematický model pro simulaci vstřikování paliva GT-Fuel od firmy Gamma Technologies. Program GT-Fuel je součástí balíčku programu GT-Suite v7.0, který obsahuje součásti pro simulaci a návrh motorů a vozidlových systémů. Program je schopen namodelovat společné chování hydraulických a mechanických komponentů.

#### 3.8.1 Popis prostředí GT-Fuel

Pracovní prostředí se skládá z pěti hlavních částí viz obrázek č. 38.: z horní nástrojové lišty (1), svislého sloupce s knihovnou prvků (2) a okna pro tvorbu vlastního modelu (5). Knihovna nabízí výběr prvků pro akustiku, tekutiny a mechaniku. Dále obsahuje elektromagnetické prvky a prvky pro řízení a zpracování signálů. V okně pro vlastní tvorbu modelu najdeme na levé straně lokální knihovnu prvků použitých v modelu (4) a „minimapu“ pro lepší orientaci na pracovní ploše (3).



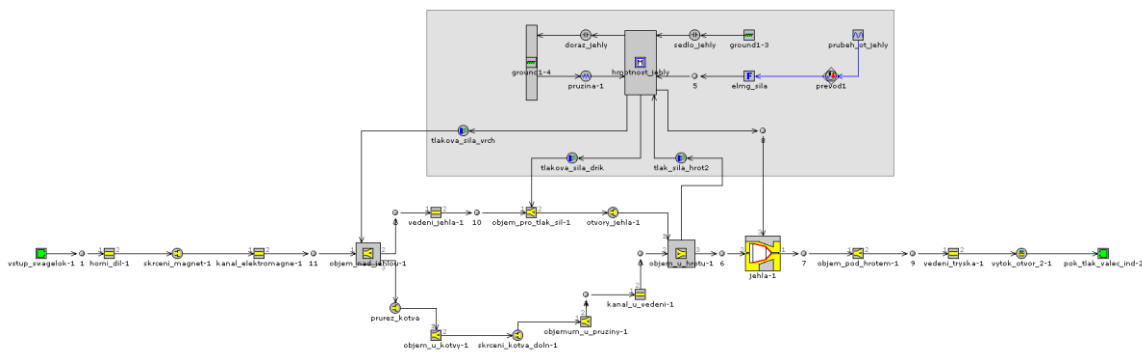
Dále zanedbáváme třecí síly mezi jehlou a vedením a odpor způsobený viskozitou použitých paliv.

### 3.9 Tvorba výpočtového modelu

Výpočtový model byl rozdělen na dvě části. První skupina představuje samotný injektor a druhá část obsahuje namodelovaný zpětný ventil zabraňující spalínám vniknutí do injektoru. Rozdělení bylo provedeno pro lepší porovnání tlakových ztrát na samotném zpětném ventilu. Nejprve bude provedeno porovnání navrhnutého ventilu se stávajícím injektorem od firmy Hoerbiger. Posléze kompletní návrh injektoru s detailním návrhem zpětného ventilu.

### 3.9.1 Injektor

Tvorba matematického modelu je rozdělena na dvě části. První část je tvořena pneumatickým rozvodem paliva, druhá představuje mechanickou část s řídicím členem. Tato část je podbarvena šedou barvou. Celkové schéma je znázorněno na obrázku č. 39.

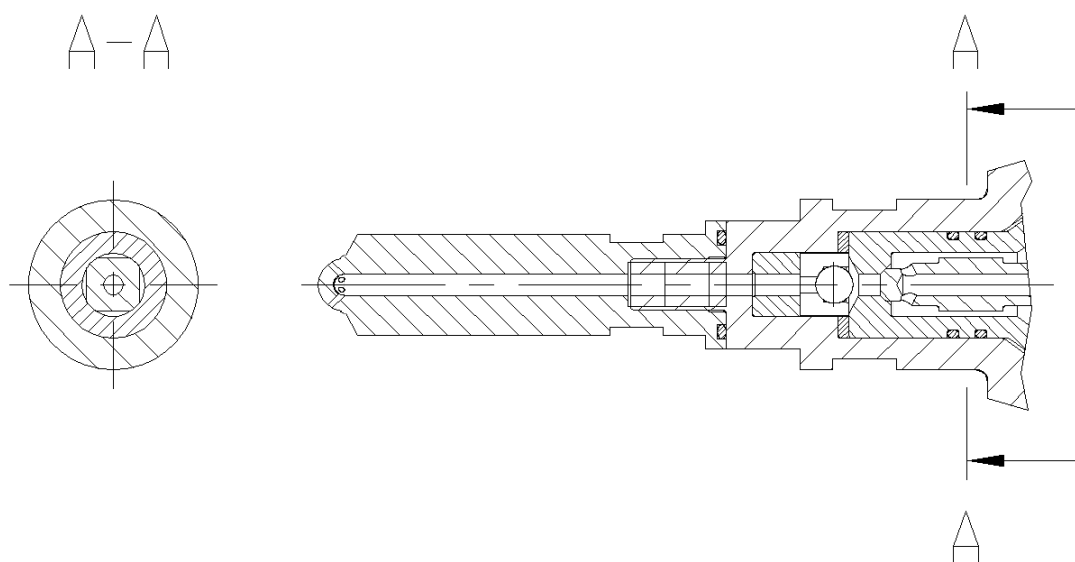


Obr. 39 Schéma injektoru

Palivo je do injektoru přiváděno z prvku EndEnvironment, kterým můžeme nadefinovat teplotu, tlak a složení samotného paliva. Palivo vybírám z knihovny plyných paliv. Vodík je přímo nadefinovaný a pro složení CNG uvažuji pouze metan, který tvoří převážnou část CNG. Palivo do injektoru přivedeme z prvku Vstup\_swagelok, který představuje zásobník paliva. Z přívodního šroubení je palivo vedeno prvkem PipeRound (horni\_dil) o průměru 4,5 mm a délce 37 mm. Následně je přívodní kanál seškracen prvkem OrificeConn

(skrceni\_magnet) na průměr 2,5 mm s délkou 1,8 mm a dále protéká vedením skrz elektromagnet (Kanal\_elektromagne) a následně proudí do objemu (Objem\_nad\_jehlou).

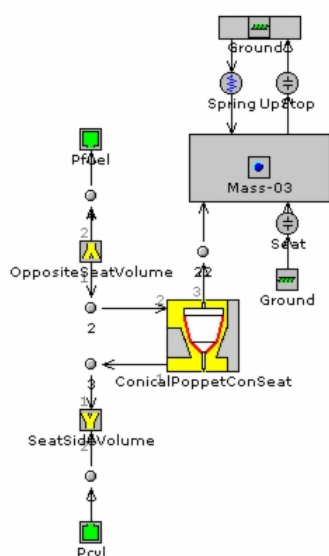
Zde se vedení rozdvojuje do dvou podélných kanálů. Hlavní tok paliva postupuje skrz jehlu (vedeni\_jehla), přes Otvory\_jehla. V jehle jsou provedeny dva otvory s průměrem 1,2 mm a délkou 0,6 mm, které ústí do objemu (Objem\_u\_hrotu). Druhá větev toku paliva představuje proudění přes průřez u kotvy do objemu pod přídržnou kotvou, seškrcením u vedení kotvy (skrceni\_kotva\_dolni) a proudí do objemu (Objem\_u\_pruziny). Objem u pružiny bereme jako jeden celek od vedení kotvy až k vedení jehly. Dosedací plocha pružiny na jehle nám průtokový průřez zúží, ale v porovnání s jinými průtočnými plochami jen nepatrně proto zúžení zanedbáváme. Odtud proudí palivo přes průřezy u vedení jehly viz obrázek č. 40.



Obr. 40 Průřezy u vedení jehly

Zde jsou jednotlivé průřezy přepočítány na ekvivalentní kruhový průměr a s použitím prvku PipeRound (Kanal\_u\_vedeni) s průměrem 2,55 mm a délkou 6 mm bylo napojeno na objem u hrotu. Objem\_u\_hrotu má objem  $90 \text{ mm}^3$  a jeho tvar je definován jednotlivými vstupy kanálů. Otvory v jehle přivádějí palivo do objemu pod úhlem  $65^\circ$ . Vstup 1 a výstup 3 v objemu jsou navzájem kolmé a jejich expanzní průměry jsou  $D_1 = 4,47 \text{ mm}$  a  $D_3 = 5,2 \text{ mm}$ , tyto průměry jsou přepočteny z mezikruhového průřezu u jednotlivých připojení vstupů a výstupů. Poté je palivo odměřováno pomocí prvku ConicalPoppetConSeat (Jehla). V tomto prvku zadáváme hodnoty průměrů sedel jehly a

jejich příslušných úhlů. Tento prvek automaticky vypočítává síly od působení proudění paliva na dosedací plochu jehly a průtočný průřez kuželovou plochou v závislosti na zdvihu jehly. Pro správnou funkci musí být příslušný prvek připojen k mechanické části



podle zapojení na obrázku č. 41. Po odměření příslušné dávky paliva je palivo vedeno přes nutný přípojný objem (Objem\_pod\_hrotem) do kanálu v trysce a přes výtokové otvory prvku InjNozzConn (Vytok\_otvor\_2) vefukováno do válce motoru. Protitlak ve válci je určen prvkem EndEnvironment umožňujícím nastavení průběhu tlaku ve válci podle úhlu pootočení klikového hřídele. Průběh tlaku byl zvolen jako nejvyšší střední hodnoty průběhu tlaků naměřených na motoru. Soubor s daty je přiložen na CD s názvem „vodik-tlak data“.

Obr. 41 Schéma zapojení jehly injektoru

### 3.9.2 Mechanická část s řídícím členem

Do mechanické části zahrnujeme hmotu, kontakty, určení pevných bodů, pružinu a tlakové síly od kapaliny. Mezi řídící členy uvažujeme sílu od elektromagnetu, která je vyvolána pomocí generátoru signálu a řídícího signálu.

Hmotnost označená v modelu jako Hmotnost\_jehly představuje hmotnost celé posuvné skupiny (jehly, přídržné kotvy elektromagnetu a pružiny). Hmotnost součástí byla vypočítaná v prostředí ProEngineer W4. Program vypočítá objem jednotlivých těles a zadáním příslušné hustoty vypočítá hmotnost tělesa. Pro všechny součásti byla zadána hustota materiálu odpovídající hustotě ocele  $7800 \text{ kg/m}^3$ .

Pohyb hmotného bodu, který nahrazuje posuvnou skupinu, je omezen pomocí kontaktů, které vymezují zdvih jehly. V kontaktech nastavujeme příslušnou tuhost a počáteční vůli. Zdvih je nastaven na 0,5 mm a výchozí pozice jehly je z kontaktu (Sedlo\_jehly) a doraz v (Doraz\_jehly). Pevnou pozici kontaktu zajistíme pomocí prvku Ground (pevný bod).



Na hmotu jehly působí přítlačná pružina (Pruzina) charakterizovaná předpětím a tuhostí. Předpětí pružiny je 16,89 N a tuhost 3225,9 N/m.

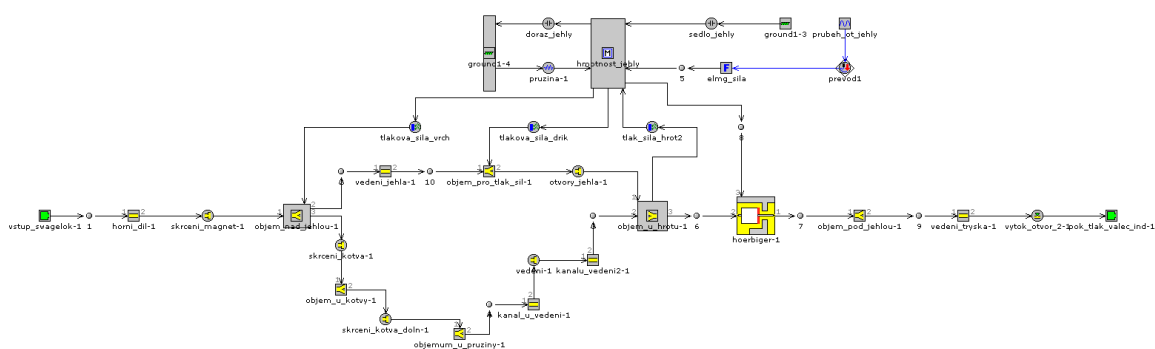
Tlakové síly působící na jehlu a přídržnou kotvu zadáme pomocí prvku MechFlowConn. Tlakové síly zadáváme na horní osazení jehly (Tlakova\_sila\_vrch), vybrání v jehle (Tlakova\_sila\_drik) a na osazení jehly (Tlak\_sila\_hrot2). Dosedací plocha jehly zadaná do prvku Jehla vypočítává tlakovou sílu na hrot automaticky. Ostatní plochy na jehle a kotvě jsou v rovnováze a tlakové úbytky působící na dané plochy nevyvolají velké sílové rozdíly, proto je zanedbáváme.

Ovládání injektoru, délka vstřikování a zdvih jehly je zajištěn pomocí prvku představující sílu vyvozenou elektromagnetem (Elmg\_sila). Sílu elektromagnetu vztahujeme k hodnotě síly 150 N, kterou elektromagnet disponuje při dosednutí kotvy. V silové charakteristice zadáváme stejnou hodnotu síly až do doby, kdy v elektromagnetu poklesne tažný proud na přídržný. Délka tažného proudu je konstantní, časový údaj přídržného proudu je proměnný podle délky injektáže. Z měření vyplývá, že se délka tažného proudu pohybovala okolo 0,7726 ms, hodnota byla odměřena z PWM signálu.

Řídící signál označený jako Prubeh\_otevreni\_jehly je vyvolán prvkem (SignalGenerator). Časová závislost síly do prvku byla zadána pomocí tabulky ProfileTransient. Řídící signál je veden do prvku ActuatorConn, který převádí signál na ovládaný prvek v tomto případě na sílu (Elmg\_sila) a ta působí přímo na posuvné hmoty injektoru.

### **3.9.3 Výpočtový model injektoru Hoerbiger**

Výpočtový model injektoru Hoerbiger je tvořen obdobně. Rozdíl v modelu je v jiném namodelování rozměrů kanálů přiváděcích palivo k ventilu. Rozdíl je patrný ve vedení druhé větve přes kotvu elektromagnetu a vedení jehly. Hlavní rozdíl je v prvku pro samotné odměřování paliva (dosedací části jehly). Zde byl použit prvek FlapperValve (hoerbiger), tento prvek slouží k modelování ventilu s plochým sedlem. Schéma modelu injektoru Hoerbiger je zachyceno na obrázku č. 42.



Obr. 42 Schéma injektoru Hoerbiger

### 3.9.4 Porovnání výsledků

Nejprve došlo k ověření parametrů injektoru od firmy Hoerbiger. Výrobce udává ve specifikaci parametrů injektoru (tabulka č. 3) hodnotu ustáleného průtoku paliva 6,2 mg/s. Tato hodnota je velmi malá, proto došlo k teoretickému ověření pomocí výpočtu dle vzorce č. 24 pro kritický poměr tlaků. Z výpočtu vyplývá, že hodnota hmotnostního průtoku je 6,2 g/s s použitím parametrů z tabulky č. 3 pro jmenovitý tlak, průtočnou plochu za použití vodíku a teploty paliva 293 K. Tento výpočet je teoretický a nepočítá s výtokovými součiniteli na ventilu a výtokovými otvory na jehle. To bylo ověřeno i pomocí simulace. Proto byl zaslán dotaz do společnosti Hoerbiger, pro upřesnění specifikace průtoku paliva injektorem.

Výrobce neměří průtok paliva, jak jsme se domnívali při jmenovitém tlaku vodíku 100 barů a výtoku do atmosféry, ale průtok 6,2 g/s je měřen při rozdílu tlaku 100 barů. Výtok je do protitlaku 20 barů. To znamená, že na vstupu do injektoru je tlak vodíku 120 barů.

	Tlak paliva v injektoru	Hmotnostní průtok, atmosféra	Hmotnostní průtok, protitlak
	bar	g/s	g/s
Vodík	50	2,575	2,572
	75	3,869	3,870
	100	5,164	5,163
	20	1,026	x
	120	6,201	6,200

Tab. 12 Ověření hodnot průtoku vodíku injektorem

K ověření hmotnostního toku vodíku došlo pomocí simulace. Výsledky jsou patrné v příložené tabulce č. 12. Pro hmotnostní průtok do atmosféry byl použit tlak prostředí 1 bar a při měření do protitlaku tlak 20 barů. Jako výstupní médium byl zvolen vodík. Simulace byla prováděna také při použití šablon vzduch a dusík. Při použití těchto šablon dochází k prudkému nárůstu průtoku při otevření a k následnému poklesu hodnot na hodnoty odpovídající výtoku vodíku do stejného prostředí.

Porovnání výsledků vstřikovaného množství paliva je v příložené tabulce č. 13. Je zde porovnání injektorů Hoerbiger a mého návrhu. Uváděné injektované množství paliva je bez použití zpětného ventilu. Časy otevření a délky injektáže byly převzaty z reálného měření na motoru 1,2 dm<sup>3</sup>. Data z měření jsou v soubor „vodík-tlak data“ na příloženém CD. Rozdíly v dávce paliva mohou být zapříčiněny několika faktory. Především časovým úsekem, kdy jehla ideálního vstřiku skokově otevře a zavře. Ve skutečnosti trajektorie jehly není dokonalá. Otevření jehly (náběh) do plného otevření je poměrně krátké 0,16 ms - pomocí zvyšovacího proudu elektromagnetu. Zavírání zajišťuje pružina, která pro překonání tlakové síly vyvolané prouděním paliva potřebuje delší časový úsek, než je třeba pro otevření.

U zkoušky injektoru Hoerbiger je uvažována injektáž jak do atmosférického tlaku (1 bar), tak i do protitlaku. Množství paliva vefouknutého při použití protitlaku ze spalovacího prostoru uvádíme pro lepší porovnání se skutečnými hodnotami naměřenými na motoru. V prvním sloupci jsou údaje přepočítány z hodnot průtoku od výrobce, který udává průtok při normalizovaných podmínkách, na hodnoty změřené při měření na motoru v laboratoři KVM. Druhý sloupec obsahuje hodnoty dávky paliva ze simulace injektoru Hoerbiger při výtoku do atmosféry (1 baru) a třetí s použitím protitlaku z válce. Ve čtvrtém sloupci jsou skutečná data z měření na motoru. Poslední sloupec v tabulce č. 13 uvádí hodnoty navrhnutého injektoru. Jde o množství paliva vefouknutého do spalovacího prostoru přes výtokové otvory s použitím protitlaku z válce.

	Tlak paliva v injektoru	Hoerbiger, teoretický	Hoerbiger, simulace výtok do atmosféry	Hoerbiger, simulace výtok do protitlaku	Naměřené hodnoty z motoru	Návrh injektoru, výtok do protitlaku
	bar	mg	mg	mg	mg	mg
Vodík	50	2,550	2,750	2,614	5,118	2,880
	75	3,536	3,747	3,592	5,632	3,972
	100	4,401	4,543	4,382	5,875	4,825
	20	1,363	1,450	1,355	x	1,493
	120	8,135	7,156	6,965	x	7,956
CNG	50	21,647	19,414	17,743	23,380	19,937
	75	19,203	17,811	17,305	23,548	19,839
	100	17,503	16,682	16,382	22,289	19,235
	20	3,786	4,235	3,865	x	4,387
	120	22,639	20,114	20,030	x	23,152
CNG 1,4	50	14,667	14,097	13,067	17,515	14,788
	75	11,456	11,944	11,567	17,214	13,402
	100	12,507	13,010	12,636	17,802	15,159

Tab. 13 Hodnoty dávek paliva ze simulace

	Teoretický tlak v injektoru	Teplota paliva	Čas otevření injektoru	Spotřeba paliva, motor	Otáčky motoru	Skutečný tlak paliva
	bar	K	ms	kg/h	ot./min	Mpa
Vodík	50	298	0,752	1,38	2996	4,98
	75	297	0,692	1,52	2999	7,49
	100	300	0,660	1,59	3007	9,82
	20	298	1,000	x	3000	2,00
	120	301	1,000	x	3000	12,00
CNG	50	298	2,284	6,30	2994	5,01
	75	297	1,352	6,36	3001	7,49
	100	303	0,940	6,02	3001	9,92
	20	298	1,000	x	3000	2,00
	120	300	1,000	x	3000	12,00
CNG 1,4	50	299	1,548	4,74	3007	5,01
	75	300	0,812	4,64	2995	7,48
	100	300	0,664	4,80	2996	9,98

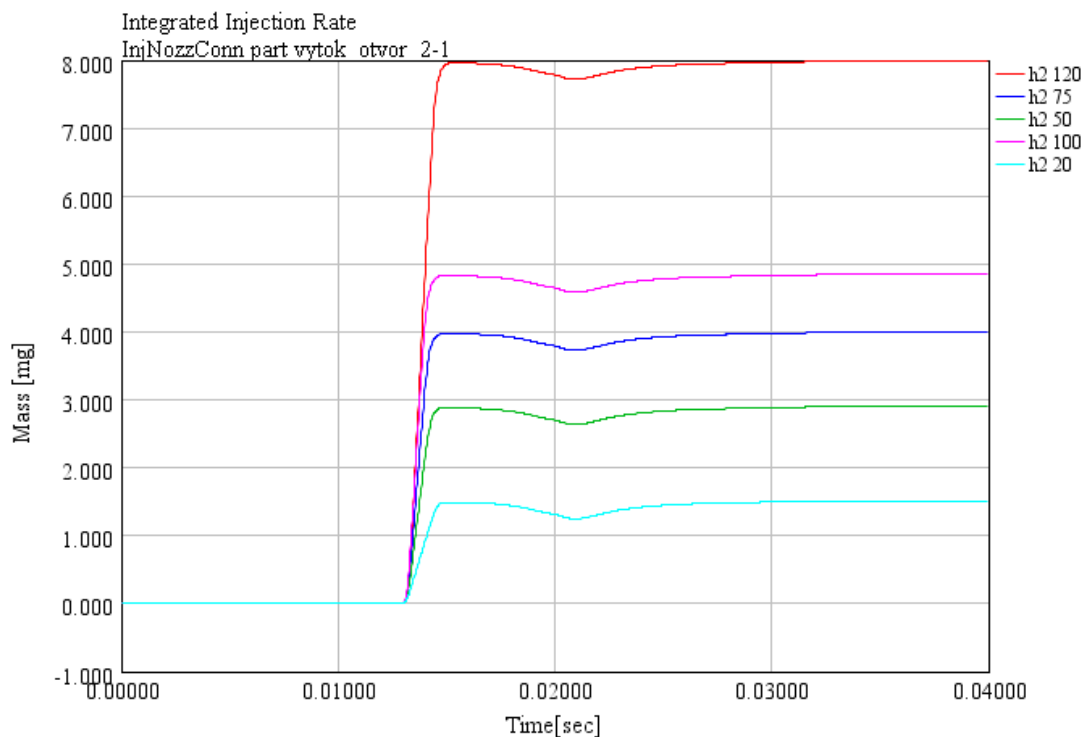
Tabulka udává potřebné hodnoty pro výpočet a simulaci množství injektovaného paliva. Naměřená data jsou uložena v souboru „hoerbiger120“ na příloženém CD.

Tab. 14 Data potřebná pro výpočet

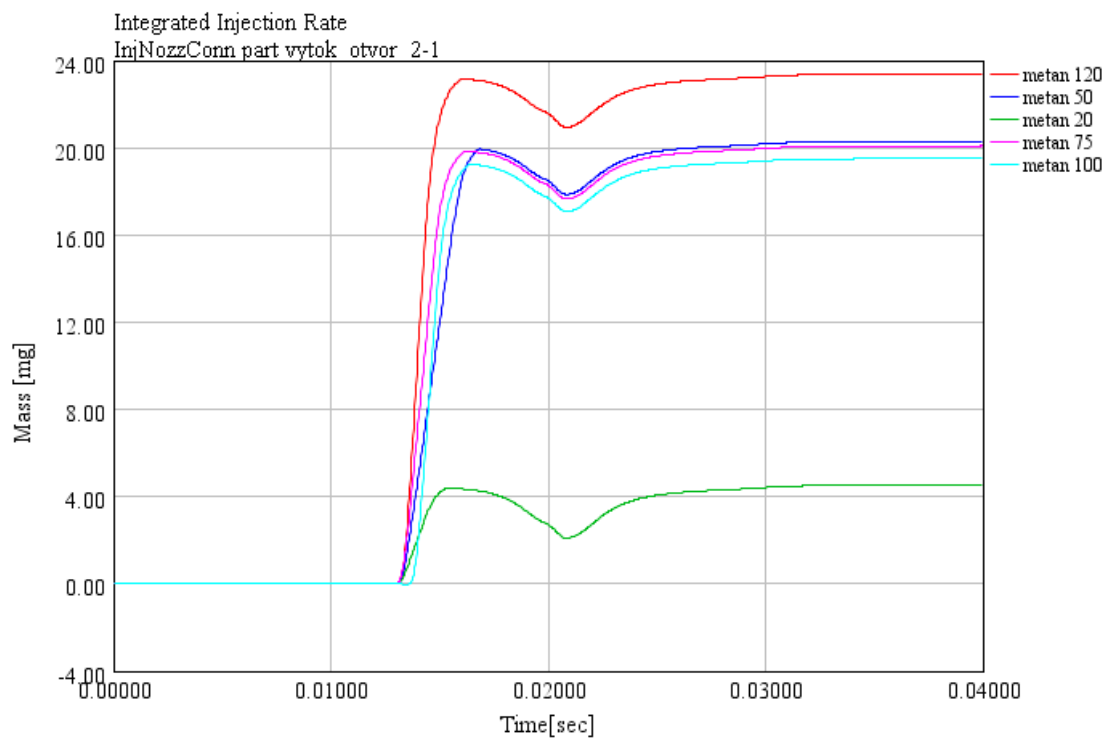
Z výsledků simulace injektoru Hoerbiger plyne, že při výtoku do atmosféry vychází maximální odchylka hodnot 12%, při použití vodíku a nominálního tlaku paliva 100 barů je odchylka injektovaného množství paliva 3%. Tato odchylka je přijatelná a teoretický výpočet obstál a je verifikován.

Průměrná odchylka hodnot injektované dávky paliva injektorem Hoerbiger při srovnání hodnot výtoku do atmosféry a do protitlaku je 4%, zmenšení dávky je při výtlaku do protitlaku.

Navržený injektor vykazuje zlepšení hodnot při vefukování do protitlaku oproti injektoru Hoerbiger v průměru o 14%. Hodnoty dávek injektovaného paliva pro nový návrh injektoru jsou patrné na obrázcích č. 43 a 44.



Obr. 43 Hmotnost injektovaného vodíku při použití protitlaku u nového návrhu injektoru



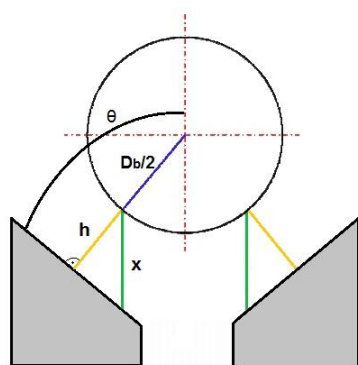
Obr. 44 Hmotnost injektovaného metanu při použití protitlaku u nového návrhu injektoru

Pokles křivky na obrázcích znázorňuje množství spalin (paliva) tekoucích zpět do injektoru. Množství toku spalin je rozdílné (závisí na vlastnostech paliva), protože uvažujeme výtok paliva do stejného prostředí jako je palivo. Vodík je vytlačován do vodíku (CNG do CNG).

### 3.10 Konstrukce zpětného ventilu

Zpětný ventil je umístěn mezi prvky FsplitGeneral (Objem\_pod\_hrotem) a PipeRound (Vedení tryska). Konstrukce zpětného ventilu má zabránit proudění tlaků spalin do injektoru. Hlavním prvkem zpětného ventilu je BallPoppetConeSeat (zpětný\_ventil). Jedná se o kuličkový ventil s kuželovým sedlem. Tato součást vypočítává průtočnou plochu a tlakové síly působící na kuličku v závislosti na jejím zdvihu. Úhel sedla byl zvolen  $100^\circ$  a průměr kuličky 3,5 mm. Pro správnou funkci musí být prvek připojen k mechanické části, obdobně jako prvek ConicalPoppetConSeat.

Průtočnou plochou je myšlený nejmenší průřez u daného prvku. Pokud je zvolen příliš velký zdvih kuličky a průtočná plocha mezi kuličkou a sedlem je větší než průtočná plocha připojení, daný prvek počítá vždy s menší plochou. Plocha připojení se vypočítává z průměru kruhového připojení a plochy mezi sedlem a kuličkou dle vzorce č. 38 se znázorněním rozměrů na obrázku č. 45.

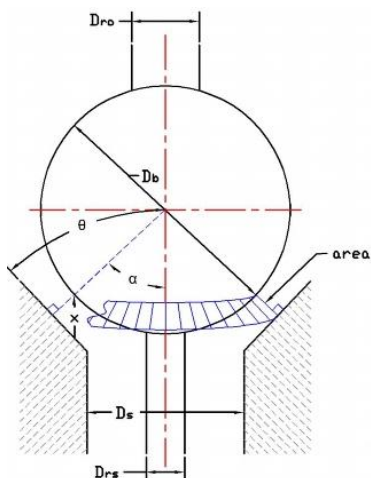


$$A_K = \pi \cdot x \cdot (D_b + x \cdot \sin \theta) \cdot \sin \theta \cdot \cos \theta \quad (38)$$

Obr. 45 Průtočná plocha mezi kuličkou a sedlem

Tlakové síly způsobené prouděním plynu na prvek jsou vypočítávány dle vztahu č. 39 s využitím označení rozměrů dle obrázku č. 46.

$$F_{PRES} = p_{k1} \cdot \left( \frac{\pi \cdot (Da^2 - Drs^2)}{4} \right) - p_{k2} \cdot \left( \frac{\pi \cdot (Da^2 - Dro^2)}{4} \right) \quad (39)$$

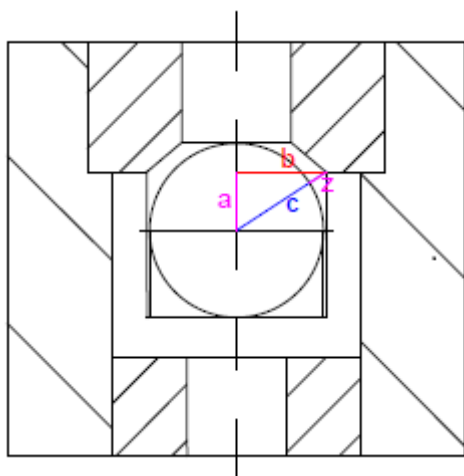


$$Da = D_b \cdot \cos \theta \quad (40)$$

Obr. 46 Znázornění rozměrů prvku [15]

Průměr dířku kuličky  $D_{rs}$  zadáváme jako nulový a průměr  $D_{ro}$  volíme stejně velký jako průměr  $D_a$ . Tím se vykrátí tlaková síla působící proti otevření. Po tomto zjednodušení součást pracuje jako prvek OrificeConn řízený rovnicí pro daný průřez s přidáním tlakové síly. Tento prvek nelze brát jako zpětný ventil a je nutné k němu přiřadit obtékání kuličky danými kanály.

Z tohoto prvku palivo dále proudí do objemu u kuličky, kde se dělí do kanálů pro obtékání kuličky. Po obečení kuličky proudí z kolena pod kuličkou do objemu (Objem\_vstup\_tryska) a odtud do vedení v trysce a k výtokovým otvorům.



V místě přechodu mezi dosedací plochou kuličky a vstupem do kanálu se palivo škrťí proměnným průřezem viz obrázek č. 47, který můžeme vyjádřit vztahem:

$$c = \sqrt{a^2 + b^2} \quad (41)$$

$r_b$  = poloměr kuličky

$$z = c - r_b \Rightarrow z = \sqrt{a^2 + b^2} - r_b \quad (42)$$

$$a = a_0 - z dv \quad (43)$$

Obr. 47 Detail proměnného průřezu

$$a_0 = zdvih\_kulicky + 0,77 \quad (44)$$

$zdv$  = proměnný zdvih kuličky

konstanta 0,77 je vzdálenost středu kuličky v sedle ventilu a hrany vtokového kanálu

$$z = \sqrt{(zdvih\_kulicky + 0,77 - zdv)^2 + b^2} - r_b$$

plocha průřezu bude vyjádřena vztahem

$$S_4 = (sirka\_4\_kanalu) \cdot \sqrt{(zdvih\_kulicky + 0,77 - zdv)^2 + b^2} - r_b \quad (45)$$

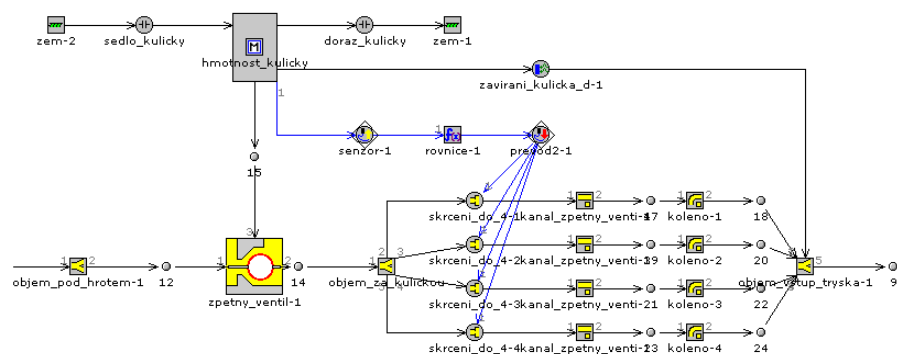
tento vztah převedeme na ekvivalentní kruhový průřez

$$D_4 = \sqrt{\frac{4 \cdot (sirka\_4\_kanalu) \cdot \left( \sqrt{(zdvih\_kulicky + 0,77 + zdv)^2 + b^2} - r_b \right)}{\pi}} \quad (46)$$

Proměnný průřez je řízen pomocí rovnice č. 46, která k výpočtu potřebuje snímat polohu kuličky ventilu. Ze závislosti zdvihu kuličky a daného matematického vztahu je pomocí řídicího signálu, který je převeden přes prvek ActuatorConn, řízen průřez na prvku skrceni\_do\_4\_kanal.

Mechanickou část zpětného ventilu představují prvky Mass. Zde zadáváme hmotnost kuličky. Pracovní zdvih zpětného ventilu (kuličky) je omezen pomocí prvku Contact, který musí být uchycen pomocí pevného bodu (Ground). Zavírání ventilu je uskutečněno prvkem MechFlowConn (zavirani\_kulicka\_d), který představuje tlakovou sílu od působení plynů. Plocha, na kterou plyny působí, je vypočítaná z plochy teoretického dříku kuličky Dro určeného v prvku BallPoppetConeSeat.

Celkové schéma zpětného ventilu je na obrázku č. 48.



Obr. 48 Schéma zpětného ventilu



### 3.10.1 Ladění průřezů zpětného ventilu

Nastavení průtočných průřezů pro obtékání zpětného ventilu je vždy volbou mezi kompromisy vefouknuté dávky paliva a tlakem, při kterém se bude daný ventil zavírat.

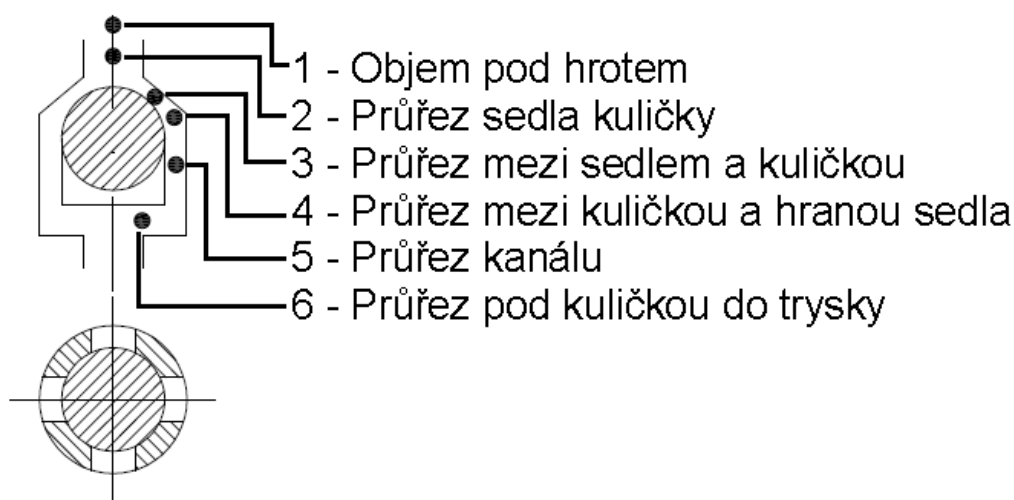
Určení maximálního tlaku přípustného k proniknutí mezi jehlu injektoru a zpětný ventil, stanovíme z předpětí pružiny a dosedací plochy jehly. Předpětí pružiny je 16,89 N a dosedací průměr jehly 2 mm. Podle vztahu

$$p = \frac{F}{S} = \frac{F}{\frac{\pi \cdot D^2}{4}} = \frac{4 \cdot 16,89}{\pi \cdot 2^2} = 5,376 \text{ MPa}$$

je maximální tlak, při kterém nedojde k nadzvednutí jehly. Pro bezpečnost volíme hodnotu bezpečnosti  $c = 2$ . Proto v simulaci maximální hodnota tlaku pod jehlou bude 2,69 MPa.

Objemy u kuličky a pod kuličkou byly odměřeny v 3D modelu a necháváme je konstantní po celou dobu ladění.

Důležitá místa při ladění průřezů zpětného ventilu jsou znázorněna na obrázku č. 49. Zde dochází ke změně průtočných průřezů nebo objemu. Průřezy jsou řízeny proměnnými hodnotami těchto částí. Hlavním prvkem je „expanzní objem“ (Objem\_pod\_hrotem) pro plyny, které obtékají kuličku a uzavírající zpětný ventil. Další nastavitelné hodnoty jsou průměr sedla kuličky, zdvih kuličky, výška kolena, výška a šířka kanálu kolem kuličky.



Obr. 49 Místa s proměnnými rozměry

Průměr kuličky nemá vliv na zavírací tlak ani na vefouknuté množství. Při změně průměru kuličky dochází ke změně délky obtékání kuličky. Byly zkoušeny kuličky o průměru 3,5; 3; 2,5 mm.

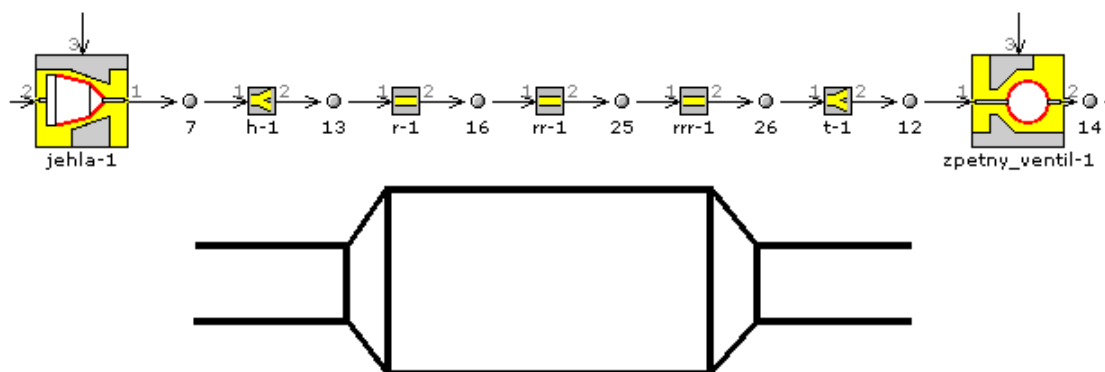
Hodnoty odladěných průřezů a objemů se zpětným ventilem byly upraveny na hodnoty uvedené v tabulce č. 15.

Název	Jednotky	Hodnota
Objem pod hrotem	mm <sup>3</sup>	154
Průměr sedla kuličky	mm	2,20
Zdvih kuličky	mm	0,35
Objem u kuličky	mm <sup>3</sup>	5,00
Výška/šířka 4 kanálu	mm	0,55/1,5
Výška kolena výstup	mm	1,0
Objem vstup tryska	mm <sup>3</sup>	13,60

Tab. 15 Odladěné hodnoty jednotlivých rozměrů

Objem mezi jehlou a zpětným ventilem byl upřesněn a nahrazen částmi představujícími kruhové potrubí viz obrázek č. 50. Objemy za prvky jehly a ventilu jsou nutné pro připojení daného prvku. Tyto objemy byly převedeny na kruhové potrubí. Rozšíření a zúžení bylo nahrazeno krátkým potrubím odpovídajícím rozměrům z modelu. Prostřední válcové potrubí má průměr 6 mm.

Toto nahrazení objemu mezi prvky se osvědčilo. Vefouknuté množství paliva vzrostlo. Zavírací tlak poklesl jen nepatrně. Čas výpočtu z důvodu krátké diskretizační délky v rozšíření a zúžení výrazně prodlužuje iterace výpočtu.



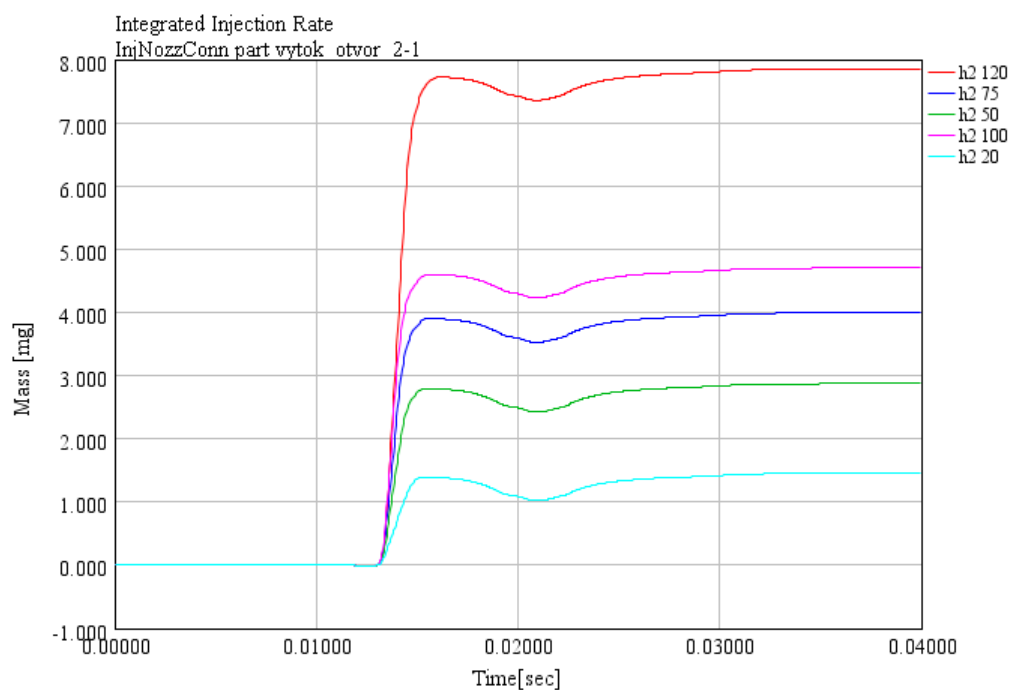
Obr. 50 Nahrazení objemu prvky kruhového průřezu

Porovnání výsledků množství vefouknutého paliva za daný časový úsek. Délka injektáže odpovídá údajům z tabulky č. 14. První sloupec udává teoretický průtok paliva na ventilu bez použití výtokové trysky. V druhém sloupci jsou údaje injektovaného množství paliva bez použití zpětného ventilu, třetí sloupec zobrazuje hodnoty dávky paliva se zpětným ventilem. V posledním sloupci, jsou údaje s upřesněním nahrazeného objemu. Simulace byly provedeny při výtoku paliva do protitlaku.

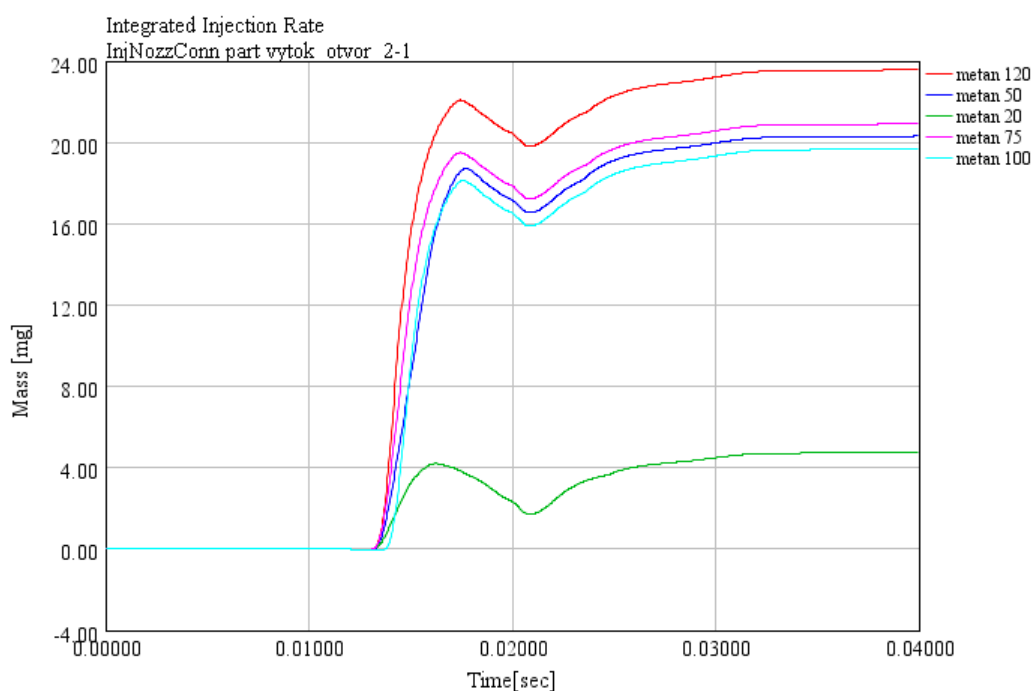
	Tlak paliva v injektoru	Teoretické množství návrh	Simulace návrh výtok do protitlaku	Simulace návrh výtok do protitlaku se zpětným ventilem	Simulace návrh výtok do protitlaku se zpětným ventilem, upřesnění
	bar	mg	mg	mg	mg
Vodík	50	4,476	2,880	2,715	2,792
	75	6,207	3,972	3,761	3,899
	100	7,725	4,825	4,426	4,601
	20	2,392	1,493	1,361	1,393
	120	14,278	7,956	7,472	7,721
CNG	50	37,997	19,937	18,402	18,735
	75	33,707	19,839	19,039	19,495
	100	30,722	19,235	17,531	18,122
	20	6,645	4,387	4,130	4,207
	120	39,738	23,152	21,233	22,080
CNG 1,4	50	25,746	14,788	14,131	14,359
	75	20,108	13,402	12,679	12,918
	100	21,953	15,159	13,977	14,102

Tab. 16 Srovnání dávek paliva

Injektované množství paliva injektorem se zpětným ventilem vychází v průměru o 7 % horší než bez použití zpětného ventilu. Největší rozdíl v množství paliva 9 % je při injektáži CNG a tlaku 100 barů. Injektor s nahrazeným objemem vykazuje zlepšení o 3 % oproti simulaci injektoru s objemem. Grafy hodnot injektovaného množství paliva jsou na obrázcích č. 51 a 52 rozděleny na injektáž CNG a vodíku. Naměřená data jsou uložena v souboru „navrh-zpetny“ na CD. Navrhnuté matematické modely injektorů jsou přiloženy na CD v souboru „simulace“.



Obr. 51 Hmotnost injektovaného vodíku při použití protitlaku u nového návrhu injektoru se zpětným ventilem a nahrazeným objemem

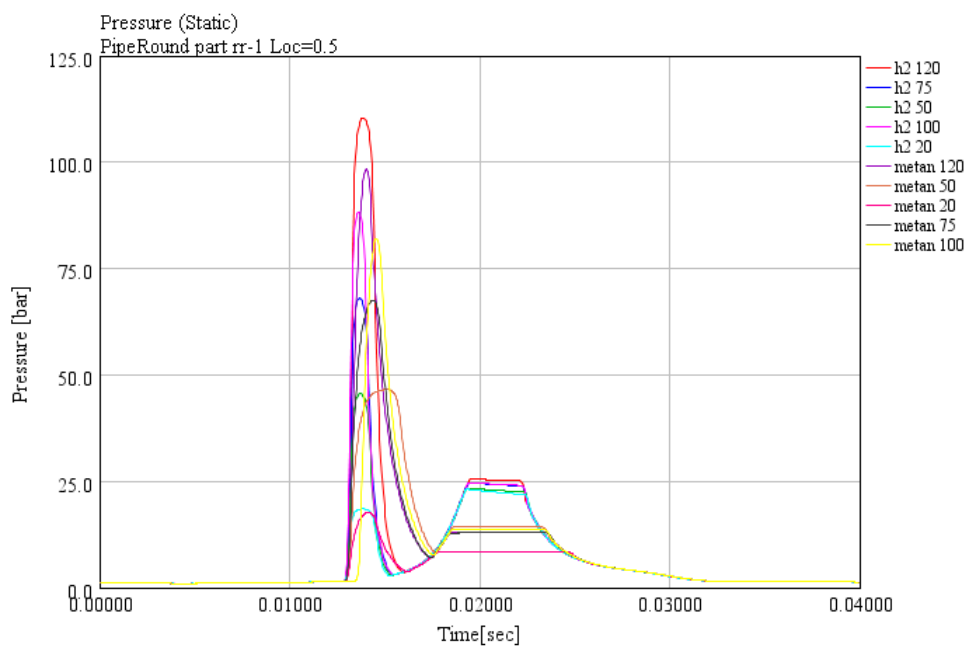


Obr. 52 Hmotnost injektovaného metanu při použití protitlaku u nového návrhu injektoru se zpětným ventilem a nahrazeným objemem

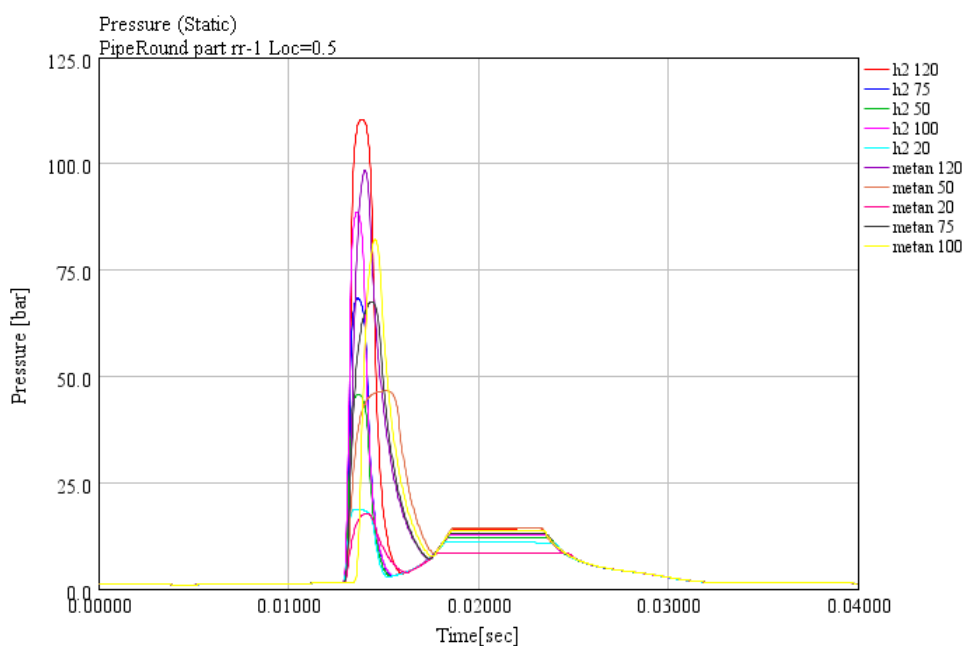
Obr. 53

Hodnoty tlaků v nahrazeném objemu jsou rozdílné podle použití zavíracího plynu. Byly zvoleny dvě hodnoty. Nejhorší případ který by mohl nastat je zavírání samotným vodíkem

nebo CNG. Zavírací tlak dosahuje hodnot 25,57 baru. Při použití spalín, jako plynu zavírající zpětný ventil, spaliny nahrazujeme šablonou vzduch (dle návodu k programu) se složením hmotnostního podílu (76,7 % dusík a 23,3 % kyslík). Dosáhneme tak zavíracího tlaku 14,32 baru. Hodnoty tlaků v nahrazeném objemu jsou vyobrazeny na obrázcích č. 54 a 55.



Obr. 54 Hodnota tlaků v objemu pod hrotem při zavírání vodíkem a CNG

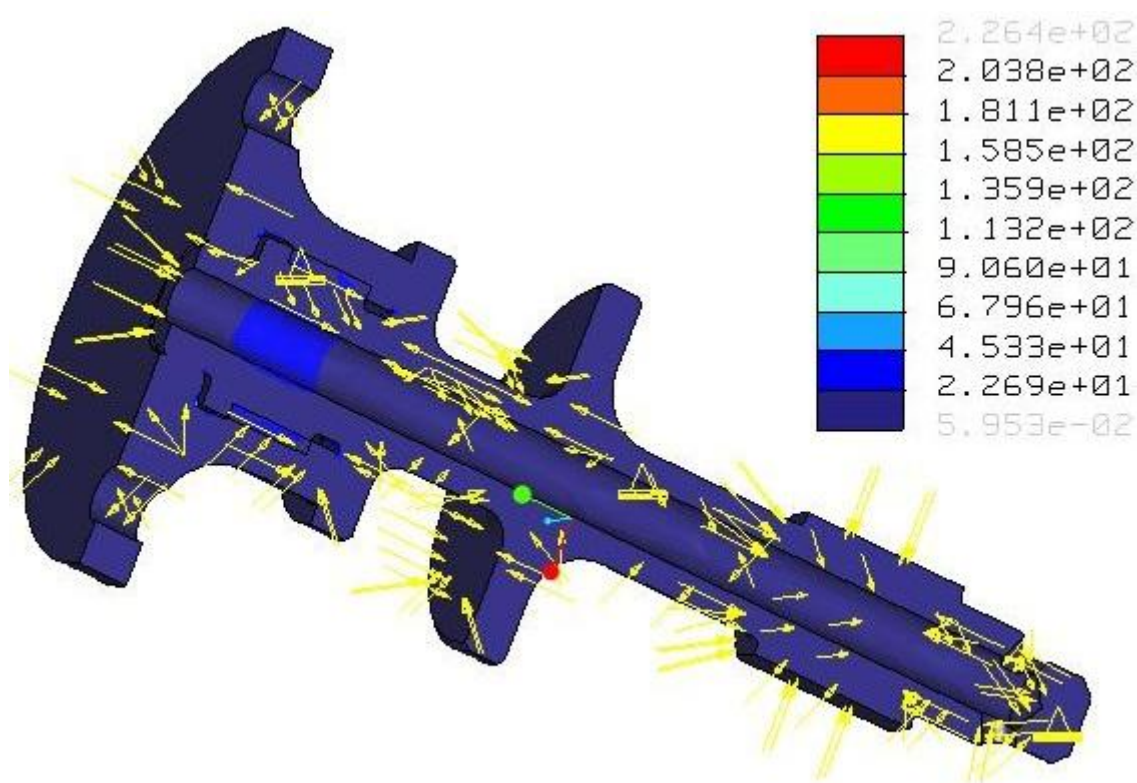


Obr. 55 Hodnota tlaků v objemu pod hrotem při zavírání vzduchem

### 3.11 Konečná úprava navrhnutého injektoru

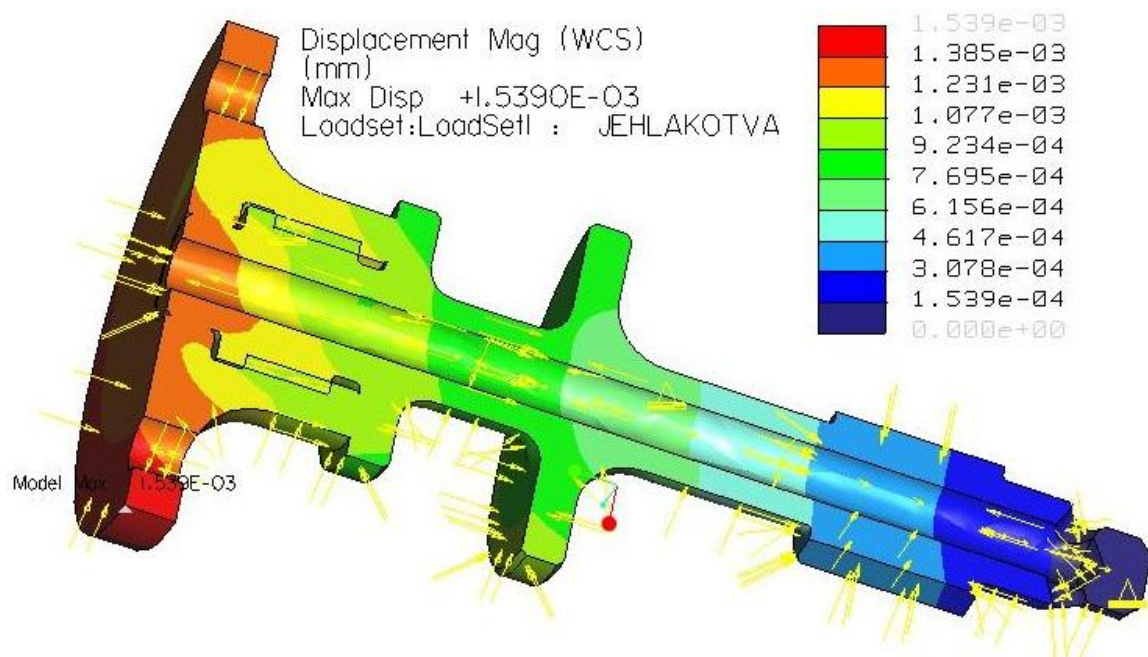
Původní konstrukční návrh byl upraven pomocí programu ProEngineer W4. Oproti předchozímu návrhu byly pozměněny rozměry pružiny dle výpočtu a byl přidán objem mezi jehlou a zpětným ventilem umožňující uzavírání zpětného ventilu. Pomocí podprogramu ProMechanica v programu ProEngineer W4 byla provedena pevnostní analýza nejvíce namáhaných součástí. Mezi ně se řadí jehla injektoru, která je namáhána v sedle ventilu tlakem paliva v injektoru a přitlačnou silou pružiny. Byly zanedbány síly na hrot jehly od působení protitlaku. Tělo injektoru bylo pozměněno jen nepatrně, ale pevnostní analýzou ověříme konstrukci na vnitřní přetlak plynu.

Na následujících obrázcích č. 56 a 57 je patrný průběh napětí a posunutí na jehle injektoru, po zatížení tlakem paliva 12 MPa a silou od působení přitlačné pružiny.



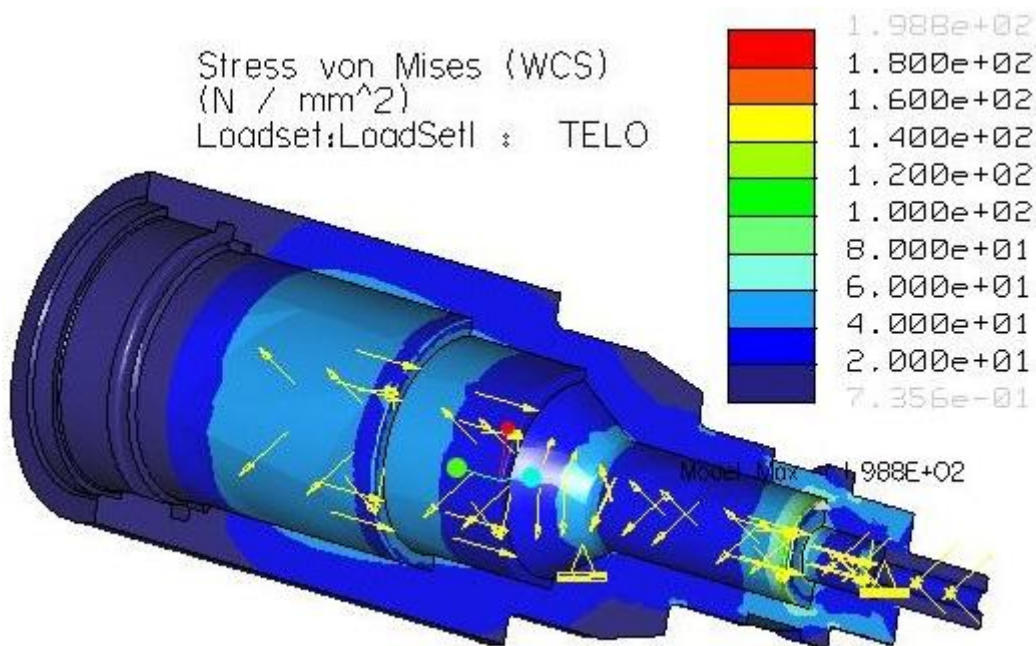
Obr. 56 Průběh napětí na jehle

Napětí na dosedací ploše jehly dosahuje hodnoty 46,9 MPa, celkové maximální napětí je 226,4 MPa, které je dosaženo na ostré hraně v oblasti závitů. Maximální posunutí je na hraně přitažné kotvy, které dosahuje hodnoty 1,538  $\mu\text{m}$ .



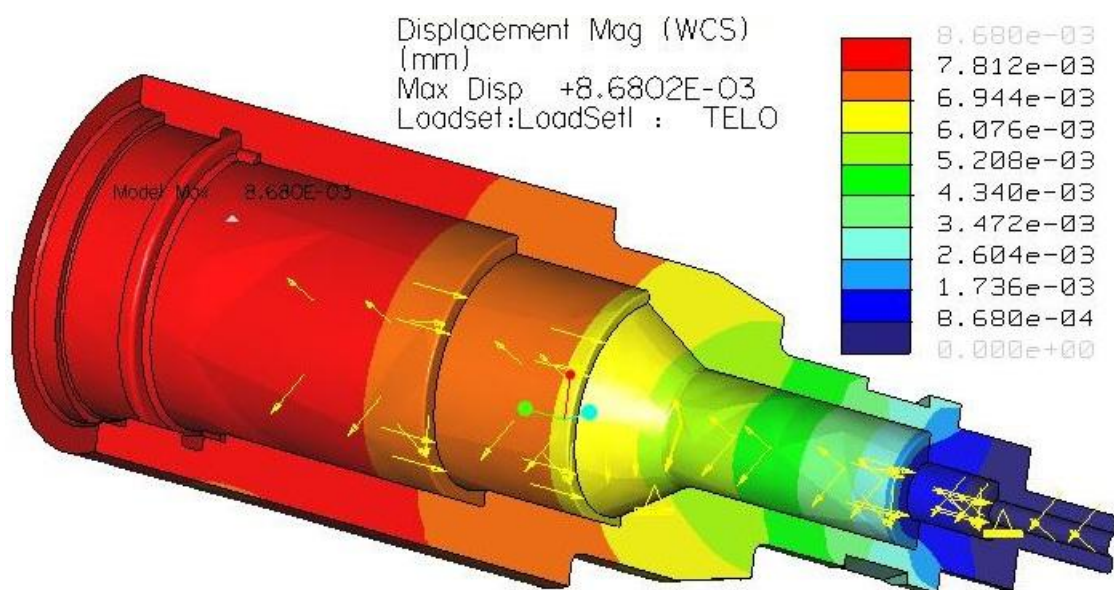
Obr. 57 Průběh posunutí na jehle

Tělo bylo zatíženo vnitřním přetlakem paliva 12 MPa. Objem pod hrotem jehly tlakovou silou 2,7 MPa a část injektoru od zpětného ventilu k trysce byla zatížena tlakem plynu odpovídající tlaku spalín ze spalovacího prostoru 15 MPa. Průběh maximálního napětí a posunutí v těle je vyobrazené na obrázcích č. 58 a 59.



Obr. 58 Průběh napětí v těle injektoru

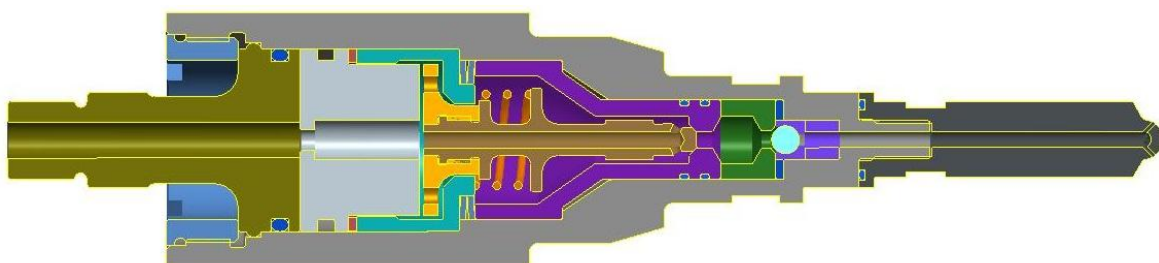




Obr. 59 Průběh posunutí v těle injektoru

Maximální napětí na těle dosahuje hodnoty 198 MPa. Maximální posunutí dosahuje hodnoty 8,7  $\mu\text{m}$ .

### 3.11.1 Popis konstrukce nového injektoru



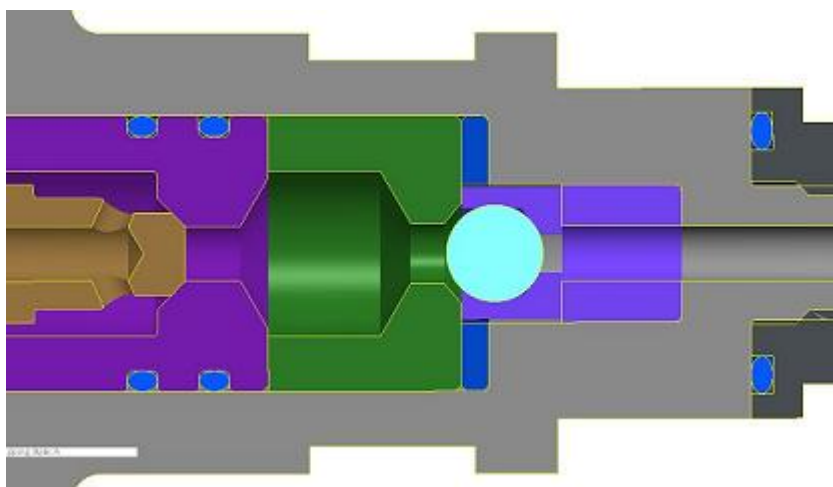
Obr. 60 Konečná varianta injektoru

Na obrázku č. 60 je znázorněn průřez navrženým injektorem. Oproti původní verzi je tělo prodlouženo o vložený objem mezi jehlou a zpětným ventilem viz obrázek č. 61.

Palivo je přiváděno přes šroubení Swagelok a trubkovou redukcí závitů na horním dílu injektoru. Odtud je palivo vedeno skrz elektromagnet k přídržné kotvě. Zde se proudění paliva dělí. Jedna část paliva prostupuje skrz jehlu a otvory v dolní části proudí k sedlu jehly. Druhá prostupuje podél vedení kotvy k přítlačné pružině a z tohoto objemu proudí skrz vedení jehly k sedlu. Po nadzvednutí jehly z ventilu palivo proudí skrz expanzní



objem ke zpětnému ventilu. Po obečení kuličky se dostává do vedení v jehle a výtokovými otvory vytéká do spalovacího prostoru motoru.



Obr. 61 Detail zpětného ventilu s expanzním objemem

Proud zpětného tlaku ze spalovacího prostoru proudícího skrz výtokové otvory a vedení v trysce, přichází do prostoru pod kuličku, zde tlaková síla vyvolaná rychlým nárůstem tlaku spalin nadzvedne kuličku. Než dojde k úplnému uzavření zpětného ventilu, část plynu obtékající kuličku kanály pronikne mezi zpětný ventil a jehlu. Pro přijatelný tlak pod jehlou byl mezi jehlu a zpětný ventil umístěn díl představující (expanzní objem). Tento díl slouží i jako sedlo pro zpětný ventil.

Zpětný ventil chrání hrot jehly od tepelného namáhání a průniku případných nečistot ze spalin.

Konstrukce injektoru je zhotovena z několika dílů. Tryska s výtokovými otvory, přitlačná matice a horní díl s elektromagnetem jsou z původní generace injektoru. Elektromagnet se svými parametry byl odzkoušen a pro jeho neporušené vlastnosti byl použit do návrhu nového.

K sestavení injektoru dochází postupně vkládáním příslušných dílů do těla. První vkládáme klec kuličky a do ní ocelovou kuličku o průměru 3,5 mm. Dále měděnou distanční podložku umožňující tepelnou roztažnost klece kuličky. Na podložku umístíme expanzní objem a vymezořač. Vymezořač slouží pro vedení jehly. V dolní části je opatřen sedlem

pro jehlu a drážkami pro těsnění. Jehla dosedající do sedla umožňuje odměřování paliva. Tyto díly jsou přitlačovány do sedla pomocí dvojice talířových pružin opírajících se o nosič. Nosič s jehlou, kotvou a pružinou tvoří jeden celek. Na jehlu je navlečena pružina s nosičem a pomocí závitu na jehle a kotvě jsou pevně spojeny. Závít je zalepen proti povolení. Po vložení nosiče s jehlou vložíme ocelový distanční kroužek mezi nosič a horní díl s elektromagnetem. Kroužek umožňuje doladění vzdálenosti mezi kotvou a elektromagnetem. Všechny díly jsou usazeny do svých poloh dotažením matice.

Návrh materiálů pro tělo injektoru je z ocele ČSN 17 350 odolávající tlaku vodíku a jeho chemického působení (křehnutí materiálu). Pro ostatní díly injektoru navrhuji materiály z ocelí ČSN 15 423 a 15 241.

Čistota přiváděného paliva do injektoru je stanovena na 7  $\mu\text{m}$  jako u konkurenčního výrobku.

Konstrukční 3D návrhy injektorů jsou přiloženy na CD v souboru „injektor“.

Výrobní výkresy nových součástí injektoru jsou součástí přílohy diplomové práce.

## ZÁVĚR

Diplomová práce se zabývala návrhem injektoru plyných paliv pro zážehový motor 1,2 dm<sup>3</sup> provozovaného v laboratoři katedry.

První část diplomové práce byla věnována obecnému rozboru vysokotlakých injektorů pro přímou injektáž plyných paliv s popisem jejich konstrukce. Tato část je také věnována rozboru používání vodíku a CNG pro motorová vozidla a jejich problematice při použití jako paliva. Dále byl vytvořen přehled ovládacích akčních členů injektorů.

Druhá část byla věnována rozboru poškození vysokotlakých injektorů od firmy Hoerbiger, které byly používány na zkušebním motoru v laboratořích katedry. Injektory byly demontovány a z odměřených rozměrů byl vytvořen parametrický 3D model. Následně byla popsána jejich konstrukce s rozбором principu činnosti. Změřením vlastností pružiny a akčního členu (elektromagnetu) byly zjištěny jejich vlastnosti, z kterých se vycházelo při návrhu nového injektoru.

Následně byl proveden návrh stanice pro měření těsnosti injektorů s návrhem a popisem jednotlivých komponent. Měřicí stanice umožní měření netěsnosti injektorů jak v klidovém uzavřeném stavu, kdy je palivo přivedeno pouze do těla injektoru, tak i měření netěsnosti, kdy je injektor zatěžován tlakem spalín. Měřicí stanice dále umožní určením maximálního tlaku spalín, při kterém nedojde k profuku spalín do těla injektoru.

Dalším úkolem bylo navržení nové varianty injektoru vhodného pro zástavbu do připravené hlavy válců vyvíjeného vodíkového motoru. Zde jsme byli limitováni rozměry pouzdra předchozí generace injektoru. Po rozboru technické zprávy o poškození předchozí generace injektorů a studií konstrukcí jiných injektorů byl vybrán návrh injektoru s kuželovým sedlem a kuličkovým zpětným ventilem umožňující těsnění tlaků spalín. Po zhodnocení nabídky ovládacích členů bylo rozhodnuto pro použití stávajícího nepoškozeného elektromagnetu pro nový návrh. Proto jsem při návrhu nového injektoru vycházel ze silového rozboru injektoru předchozí generace. Při návrhu injektoru byl kladen důraz na jednoduchost konstrukce umožňující výrobu v laboratořích KVM.

Pro kontrolu byl vypočítán teoretický hmotnostní průtok navrženým a stávajícím injektorem. Kontrolní výpočet je stanoven pro krajní meze (maximální spotřebu a spotřebu paliva při volnoběžných otáčkách).

Závěr práce byl věnován návrhu výpočtového modelu umožňující simulaci průtoku plyných paliv. Návrh injektoru byl sestaven v prostředí programu GT-Fuel. Model umožňuje simulace pro různé nastavení tlaků a časování injekece s různými palivy. Pro simulaci byly použity dva druhy paliva, a to vodík a CNG. CNG je nahrazen šablonou metan. Nejprve byla porovnána data ze simulace injektoru Hoerbiger s daty průtoku paliva získaných od výrobce. Při shodném průtoku bylo shodné nastavení pro výtokové otvory použito i pro nový návrh.

Dále byly porovnány hodnoty hmotností injektovaného paliva injektorem Hoerbiger při výtoku do tlaku 1 bar a při použití protitlaku (průběh tlaku ve válci), s daty naměřenými přímo na motoru a navrženým injektorem bez zpětného ventilu s protitlakem. Navržený injektor vykazuje zlepšení injektované dávky v průměru o 14 %.

Posledním krokem byl návrh a konstrukce zpětného ventilu zabráňující toku spalin do těla injektoru. Výsledky simulací ukazují, že při použití navrženého injektoru se zpětným ventilem (s upřesněným objemem) dochází k poklesu hodnot dávek injektovaného paliva o 4 %.

Vyhotovená technická dokumentace je součástí příloh.

## Seznam použité literatury

- [1] BEROUN, Stanislav a Celestýn SCHOLZ. Základy teorie vozidel a pístových spalovacích motorů. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita, Strojní fakulta, 1999, 117 s. ISBN 80-708-3361-0.
- [2] VLK, František. Alternativní pohony motorových vozidel. 1. vyd. Brno: Prof.Ing.František Vlk, DrSc., 2004, 234 s. ISBN 80-239-1602-5.
- [3] BECHTOLD, Richard L. Alternative fuels guidebook: properties, storage, dispensing, and vehicle facility modifications. Warrendale, Pa.: Society of Automotive Engineers, c1997, 204 s. ISBN 07-680-0052-1.
- [4] SCHOLZ, C. Vozidlové motory: studijní texty. [online]. 2008/2009, Dostupné z: <http://www.kvm.tul.cz/>
- [5] PEŠÍK, Lubomír. Části strojů: stručný přehled. Vyd. 2. V Liberci: Technická univerzita v Liberci, 2005, 2 s. ISBN 80708360832.
- [6] KUGLER, Siegfried. HOERBIGER, VALVETEC GMBH. Investigation Report: Test Protocol TP016-RE10713 Nr. 053, 054, 05. 18.5.2010.
- [7] Hans-Christian Fickel : H2ICE project, Hybce
- [8] GRABNER, P. :Optimisation of hydrogen internal combustion engine with inner mixture formation, Graz Univerzity of Technology, Austria
- [9] SEINRÜCK, Peter :Timed injection of hydrogen for fuel cells and internal combustion engines, Hoerbiger ValveTec Gmbh, Wien
- [10] ZHAO, Hua. Advanced direct injection combustion engine technologies and development. 1. publ. Boca Raton: CRC Press, 2010. ISBN 978-143-9802-083.
- [11] SCHOLZ, C., Brabec P.: Gas Internal Combustion Engine with Internal Mixture Formation. In: MECCA, volume V. 03/ 2007, p.13 – 16. ISSN 1214-0821
- [12] CERHA, Josef. Hydraulické a pneumatické mechanismy I. Vyd. 2. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2010, 317 s. ISBN 80-7372-560-0.
- [13] VESTFÁLOVÁ, Magda a Ivo STŘEDA. Technická dynamika plynů. Vyd. 1. Liberec: Technická univerzita v Liberci, 2004, 122 s. ISBN 80-708-3801-9.
- [14] KOVÁŘ, Z., BEROUN, S., SCHOLZ, C., BLAŽEK, J., DROZDA, H., SALHAB, Z.: Study on the Combustion of Hydrogen Lean Mixture in Experimental Direct Injection SI Engine.FISITA 2002, World Automotive Congress, F02V181, 11 pp. ISBN 951-9155-15-5. Projekt GAČR, reg.č. S 101/97/K053.

- [15] GT-Fuel, Tutorial version 6.0, March 2003
- [16] GT-SUITE, Fuel injection, Application Manual, version 7.0, September 2009

#### Internetové odkazy

- [A] <http://web.vscht.cz/nadhernl/projektIV/vodik.html> Vysoká škola chemicko-technologická v Praze: Vodík, vodíková křehkost
- [B] <http://www.hytep.cz/> Česká vodíková technologická platforma: Vodík
- [C] <http://vodik.czweb.org/> H<sub>2</sub>WEB: Vodíková křehkost
- [D] <http://www.cng.cz/> CNG
- [E] <http://www.linde-gas.cz> ,technické plyny, redukční láhvový ventil
- [F] <http://www.hoerbiger.com/Niche-Automotive-Applications.10762.0.html?&L=3> , vysokotlaké injektory, Hoerbiger
- [G] <http://www.westport.com/core-technologies/fuel-injectors> , injektory, Westport
- [H] <http://en.wikipedia.org/wiki/Electromagnet> ,výpočet elektromagnetu
- [I] <http://www.swagelok.cz/katalog-produktu> ,Swagelok, katalog produktů

## Seznam příloh

Příloha 1: Seznam prvků použitých v modelu	
Příloha 2: Sestava Injektoru	KVM-DP-618-01-00
Příloha 3: Sestava Injektoru Hoerbiger	KVM-DP-618-02-00
Příloha 4: Výrobní výkres klece kuličky	KVM-DP-618-01-04
Příloha 5: výrobní výkres sedla kuličky (OBJEM)	KVM-DP-618-01-09
Příloha 6: Výrobní výkres povolovacího klíče	KVM-DP-618-1
Příloha 7: Držák číslicového úchylkoměru	KVM-DP-618-2
Příloha 8: Tělo přípravku se stavěcím šroubem	KVM-DP-618-3
Příloha 9: Nástavec na jehlu injektoru	KVM-DP-618-4